



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEŘÁBOVÁ KOČKA 360 T

TRAVELING CRAB 360 T

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Sláma

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Ondřej Sláma**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Jeřábová kočka 360 t

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukční úpravy rámu kočky stávajícího mostového licího jeřábu o nosnosti 330 t a na zvýšenou nosnost 360 t. Deformačně napjatostní analýza upraveného rámu. K posouzení lze využít skořepinový nebo objemový model.

Základní technické parametry:

- nosnost hlavní kočky 360 t
- nosnost pomocné kočky 1 65 t
- nosnost pomocné kočky 2 20 t
- rozchod jeřábové dráhy 21 000 mm
- klasifikace jeřábu dle ISO 4301 A8

Cíle diplomové práce:

- popis konstrukčních úprav stávající konstrukce kočky
- detailní popis výpočtového modelu
- pevnostní kontrola upravené konstrukce

Seznam doporučené literatury:

HOFFMANN, Klaus, Erhard KRENN a Gerhard. STANKER. Fördertechnik 1: Bauelemente, Konstruktion, Berechnung. 8 Aufl. s.l.: Oldenbourg Industrieverlag, 2012. ISBN 9783835630598.

REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. Jeřáby. 2. přeprac. a dopl. vyd. Praha: SNTL, 1975.

ČSN EN 13001-1+A1:2015 Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 1: Základní principy a požadavky

ČSN EN 13001-2+A3:2015 Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení

ČSN EN 13001-3-1+A1:2013 Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí

ČSN EN 13135:2013 Jeřáby - Bezpečnost - Navrhování - Požadavky na vybavení

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Předmětem této diplomové práce je rám kočky licího jeřábu o nosnosti 360 t. Rám je analyzován pevnostní kontrolou a kontrolou únavové pevnosti dle normy ČSN EN 13001. Výpočet je proveden metodou konečných prvků na skořepinovém modelu. Diplomová práce byla vypracována ve spolupráci s firmou Královopolská a.s.

KLÍČOVÁ SLOVA

Mostový jeřáb, licí jeřáb, jeřábová kočka, metoda konečných prvků, skořepinový model, pevnostní výpočet, výpočet únavové pevnosti.

ABSTRACT

The topic of this diploma thesis is the frame of the foundry crane with load capacity 360 t. The frame is analysed by strength inspection and fatigue strength inspection according to norm ČSN EN 13001. The analysis are made by using finite element method on shell model. The diploma thesis was made in cooperation with Královopolská a.s. company.

KEYWORDS

Bridge crane, foundry crane, crane crab, finite element method, shell model, strength analysis, fatigue strength analysis.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SLÁMA, O. *Jeřábová kočka 360 t*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 74 s. Vedoucí diplomové práce Přemysl Pokorný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Bc. Ondřej Sláma

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat za rady a směrování při vypracovávání diplomové práce vedoucímu práce Ing. Přemyslu Pokornému Ph.D. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Petru Tejkalovi a panu Ing. Jaroslavu Přikrylovi z firmy Královopolská a.s. za rady a podklady nezbytné k vypracování této práce.

OBSAH

Úvod	9
1 Popis jeřábu	10
1.1 Zařízení kočky	11
1.2 Nosná traverza	16
1.3 Rám kočky	16
2 Konstrukční úpravy	18
2.1 Váhová čidla	18
2.2 Nosná traverza	20
2.3 Výpočet	21
3 Zatěžovací stavy	24
3.1 Pravidelná zatížení	24
3.2 Občasná zatížení	28
3.3 Výjimečná zatížení	32
3.4 Únava	36
3.5 Použité kombinace zatížení	37
4 Výpočtový model	39
4.1 Použité prvky	39
4.2 Zjednodušení modelu	39
4.3 Náhrady zařízení kočky	40
4.4 Vazby	44
4.5 Zatěžovací stavy	46
4.6 Kombinace zatížení	48
5 Vyhodnocení výsledků	49
5.1 Kombinace zatížení A1	49
5.2 Kombinace zatížení B5	61
5.3 Kombinace zatížení C4	62
5.4 Únava	65
6 Dodatečné úpravy	72
6.1 Místo A	72
6.2 Místo B	73
6.3 Místo C	74
6.4 Ověření předpokladu	76
Závěr	78
Seznam použitých zkratk a symbolů	80
Seznam příloh	83

ÚVOD

Jeřáb je definován jako zdvihací zařízení, které slouží k přemísťování břemen svislým a vodorovným pohybem na vymezené vzdálenosti. Jeřáby jsou rozděleny do několika kategorií například podle konstrukce, použití, prostředků pro uchopení břemene nebo druhu pohybu [8]. V tomto případě se jedná o mostový licí jeřáb s háky.

Mostové jeřáby se zpravidla používají ve výrobních halách a areálech, kde pojíždí po jeřábové dráze. Skládají se z jeřábového mostu s pojezdovými příčnicí, jeřábové kočky a zdvihacího ústrojí.

Aby nedocházelo k haváriím, které by mohly způsobit významné finanční ztráty, vážná zranění personálu nebo dokonce ztráty na životech, je nutno provést početní kontrolu konstrukce jeřábu a jeho komponent. Normy ČSN udávají, které části jeřábu je potřeba ověřit a jakým způsobem. Provést tyto výpočty na papíře je velice náročné, proto se v dnešní době používá výpočetní software pracující na principu Metody konečných prvků (MKP).

Předmětem této práce je návrh konstrukčních úprav stávajícího rámu jeřábové kočky pro zvýšenou nosnost, deformačně napjatostní analýza upraveného rámu s využitím MKP, následné vyhodnocení výsledků a v případě, že konstrukce nevyhovuje, i návrh dodatečných úprav. Cílem analýzy je určit, jestli konstrukce rámu jeřábové kočky vyhovuje i po zvýšení nosnosti a zhodnotit, zda jsou navržené konstrukční úpravy dostačující. Cílem dodatečných úprav je zesílit rám kočky na tolik, aby dosáhl požadované pevnosti. MKP kontrola těchto dodatečných úprav není předmětem práce, ale bude provedena, pokud navržené úpravy nebudou vyžadovat významné zásahy do výpočetního modelu.

1 POPIS JEŘÁBU

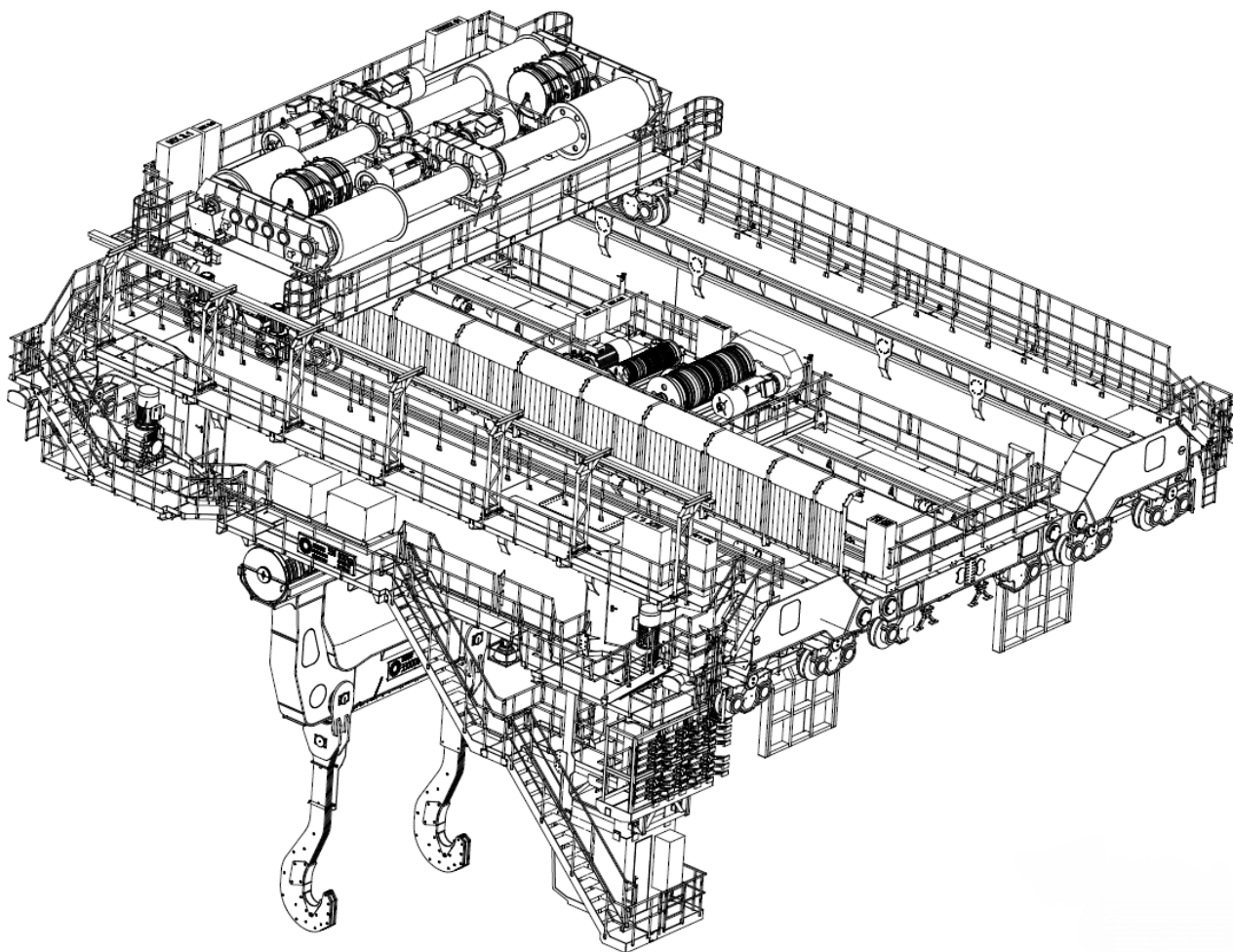
Jeřáb vyrábí KRÁLOVOPOLSKÁ, a.s. [9] pro ArceloMittal Ostrava, a.s. Jedná se o mostový licí jeřáb určený k převážení pánví s tekutým kovem a pro zavážení pecí, k manipulaci pro zajištění údržbářských činností apod. Pojíždí na společné jeřábové dráze mezi ostatními jeřáby, která se nachází v uzavřené hale. Jeřáb je vybaven dvěma kočkami, hlavní s nosností 360 [t] (původní 330 [t]) a pomocnou se dvěma zdvihy 65 [t] a 20 [t]. Hlavní kočka je určena k převážení licích pánví, pomocná kočka k jejich vyklápění (65 [t]) a k pomocným a údržbářským operacím (20 [t]). Tato práce se bude týkat pouze hlavní jeřábové kočky.

Tab. 1 Základní údaje jeřábu

Použití	Převážení pánví s tekutým kovem a zavážení pecí
Nosnost hlavní kočky	360 [t]
Nosnost pomocné kočky 1	65 [t]
Nosnost pomocné kočky 2	20 [t]
Rozpětí	21 [m]
Klasifikace jeřábu dle ISO 4301	A8
Celková hmotnost jeřábu	cca 480 [t]
Celkový příkon	cca 1620 [kW]
Rozpětí teploty okolí	Od -25 do +65 [°C]

Tab. 2 Pohon jeřábu

Provedení dle ISO 4301/1	M8
Rychlost	6,5-65 [m/min]
Zrychlení	0,2 [m/s ²]
Příkon motoru	4x55 [kW]
Spouštění pohonu	Plynule měničem frekvence
Příslušenství	2x antikolizní zařízení



Obr. 1 Lící jeřáb [9]

1.1 ZAŘÍZENÍ KOČKY

Zařízení kočky je rozděleno na zdvihové ústrojí a pojezd.

Tab. 3 Parametry jednotlivých komponent

Motor zdvihu	
Motor	1PQ8 355-8PB50-Z
zrychlení	0,15 [m/s ²]
Rychlost	1-8 [m/min], 1-12 [m/min] (max. 100 [t])
Hmotnost	4 x 2100 [kg]

Brzda zdvihu	
Brzda	SIBRE TE 500/201/6
Hmotnost	4 x 125 [kg]
Centrální převodovka	
Převodovka	VÍTKOVICE 2-PS-01954
Převodový poměr	47,284
Hmotnost	2 x 6750 [kg]
Spojovací převodovka	
Převodovka	VÍTKOVICE 1-PS-012012
Hmotnost	2 x 8000 [kg]
Horní kladnice a vážicí rám	
Váhové čidlo	Weighdisc WDI
Hmotnost	2 x 4234 [kg]
Podvozek	
Motor	DRE180M4BE20HR
Brzda	BE20B
Převodovka	KH157T
Rychlost	2,5-25 [m/min]
Zrychlení	0,15 [m/s ²]
Hmotnost	4 x 3725 [kg]
Nárazník	
Nárazník	HLS-63-100
Zdvih	100 [mm]
Hmotnost	2 x 17 [kg]

Pro výpočty byla uvažována celková hmotnost rámu kočky a zařízení 124 [t].

POJEZD

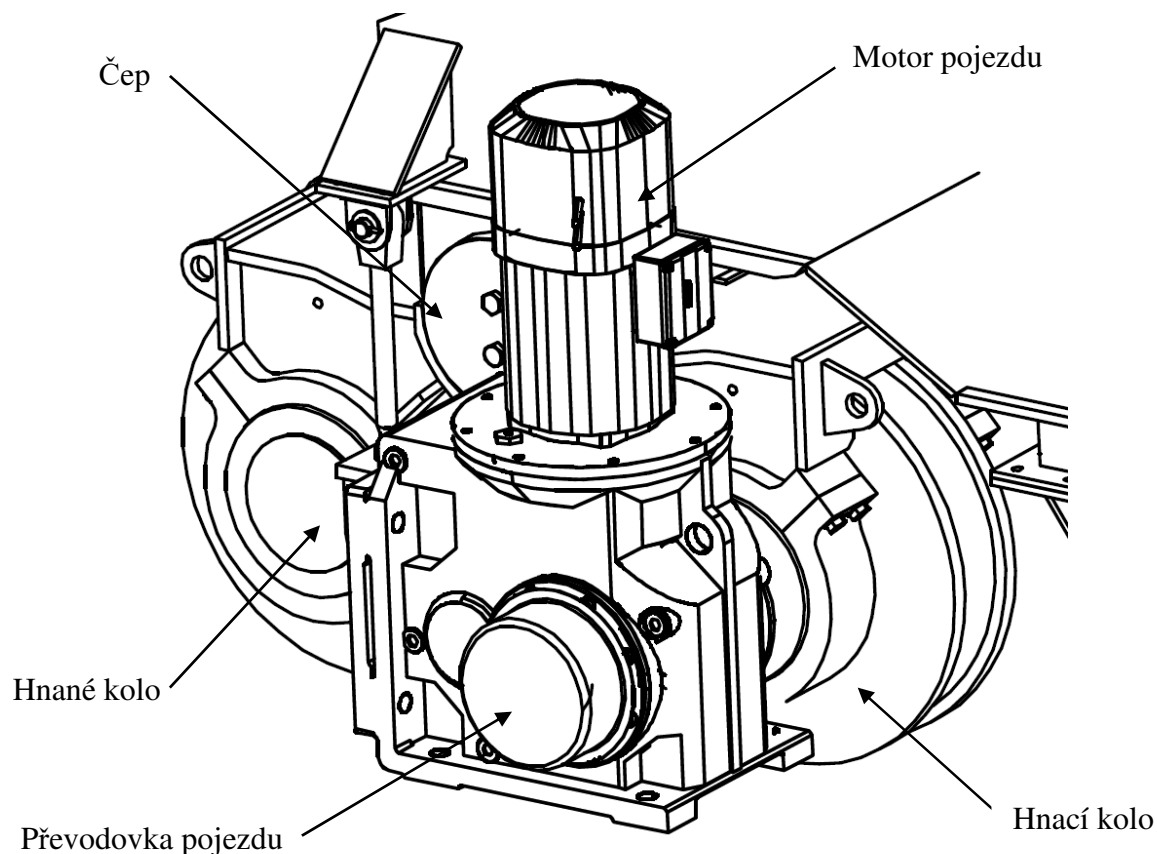
Kočka pojíždí po osmi kolech umístěných vždy po dvou ve čtyřech podvozcích. Kola jsou kovaná, opatřená oboustrannými nákolky.

Každý podvozek má jedno kolo hnací a jedno hnané, je vybaven asynchronním motorem s kotvou na krátko a brzdou umožňující ruční odbrzdění. Motory jsou dimenzovány pro jezd jmenovitou rychlostí při poruše jednoho motoru. Řízení motorů jezdů kočky se provádí měničem frekvence.

Koncové polohy jezdů jsou jištěny koncovými vypínači. Kočka je vybavena pružnými nárazníky pro mechanické omezení dojezdů.

Tab. 4 Parametry jezdů

Provedení dle ISO 4301/1	M7
Rychlost	2,5-25 [m/min]
Příkon motorů	4x15 [kW]
Spouštění pohonu	Plynule měniči frekvence ve čtyřech stupních
Příslušenství	Koncové vypínání



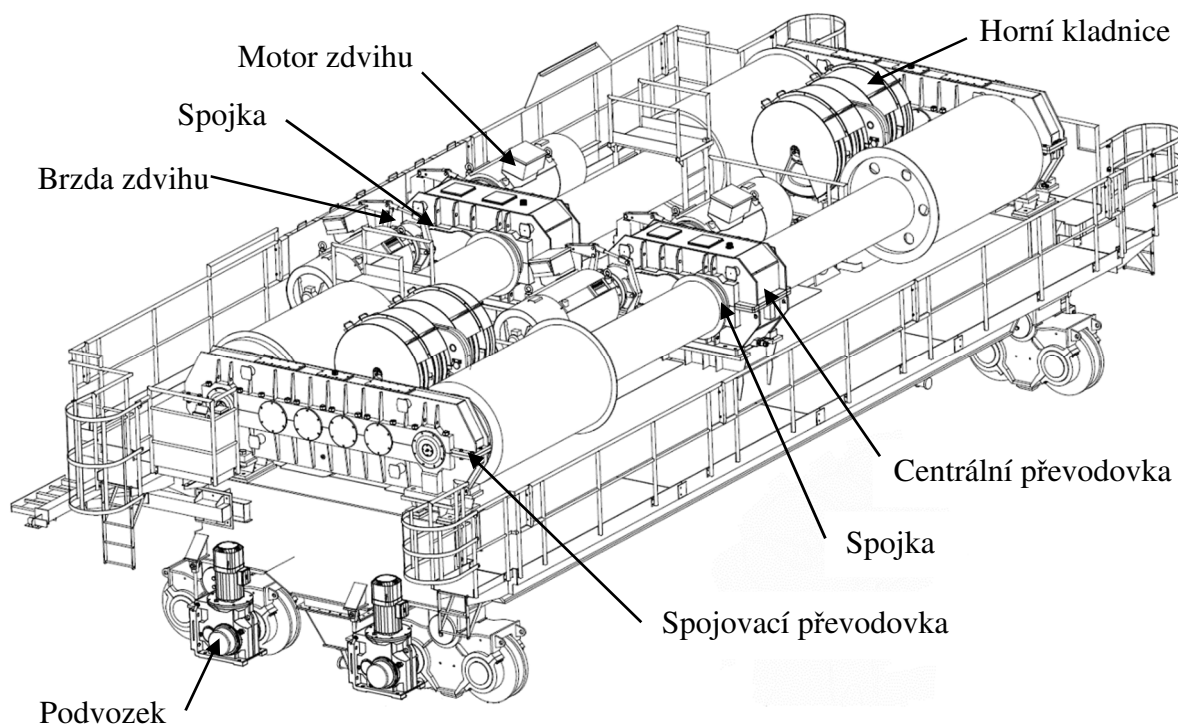
Obr. 2 Podvozek kočky [9]

ZDVIHOVÉ ÚSTROJÍ

Zdvihové ústrojí je složeno ze 4 bubnů, 2 horních kladnic s vážícím rámem, 2 spodních kladnic na nosné traverze, 4 motorů, 4 brzd, 2 centrálních převodovek, 2 spojovacích převodovek, 8 zubových spojek a pružných brzdových spojek.

Zdvihové ústrojí má dvě větve propojené přes spojovací převodovky, ty umožňují přenos momentu z jedné větve do druhé, čímž plní funkci havarijní brzdy a také zajišťují provozuschopnost kočky při poruše jednoho z motorů zdvihu nebo frekvenčního měniče až do opravy.

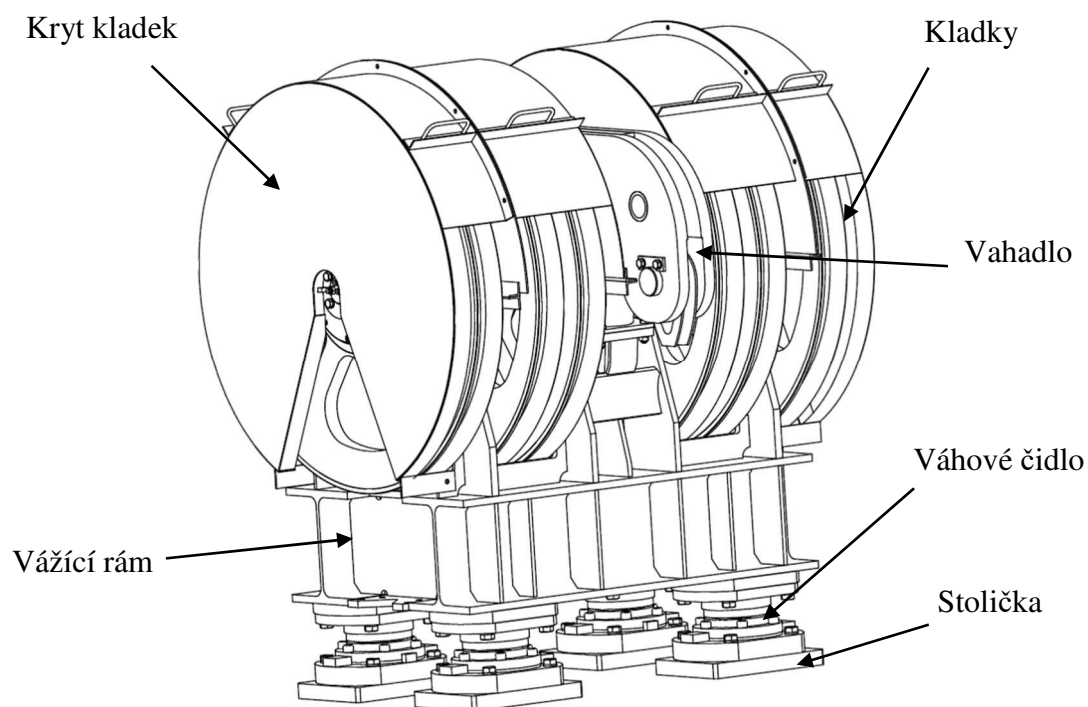
V každé větvi jsou 2 elektromotory, které přes pružné brzdové spojky a brzdu typu Elhy dodávají moment na vstupní hřídel centrální převodovky. Na výstupu převodovky jsou přes zubové spojky připojeny lanové bubny. Na druhé straně je buben připojen zubovou spojkou ke spojovací převodovce. Brzdy pracují v souladu s frekvenčními měniči.



Obr. 3 Hlavní kočka [9]

Na každém bubnu je jedno lano, které je určeno pro hutní provoz na lící jeřáby. Lana jsou vedena přes vodící kladky horní a spodní kladnice do vahadla umístěného uprostřed horní kladnice. Vahadlo zde slouží primárně jako bezpečnostní prvek pro případ přetržení nebo uvolnění jednoho lana. Kryty kladek brání vypadnutí lana z lanových drážek bubnu a lanových kladek. V nejnižší poloze zdvihu zůstanou na bubnech 2 neodmotané závity lana.

Horní kladnice jsou uloženy na vážících rámech. Vážící rám je vybaven 4 váhovými čidly s přesností 0,5 %. Čidla jsou dimenzována pro zátěž až 100 [t] (dohromady 800 [t]), ve stávajícím provedení (330 [t]) jsou čidla dimenzována na 50 [t] (dohromady 400 [t]).



Obr. 4 Horní kladnice a vážící rám [9]

Tab. 5 Parametry zdvihového ústrojí

Provedení dle ISO 4301/1	M8
Nosnost	360 [t]
Rozsah zdvihu	17355 [mm]
Rychlost zdvihu	1-8 [m/min]
	1-12 [m/min] (max. 100 [t])
Příkon motorů	4x250 [kW]
Typ motoru	Siemens 1PQ8 355-8PB50-Z
Spouštění pohonu	Plynule měniči frekvence ve čtyřech stupních
Príslušenství	Koncové vypínání, zařízení proti přetížení
Zařízení pro manipulaci s břemenem	Traverza s lamelovými háky
Vzdálenost mezi háky	4900 [mm]
Hmotnost lan	4x1400 [kg]

1.2 NOSNÁ TRAVERZA

Nosná traverza je opatřena dvěma lamelovými asymetrickými háky s bezpečnostnímnosem. Na koncích traverzy jsou přivařené spodní kladnice, ty mají na rozdíl od horních kladnic 8 kladek.



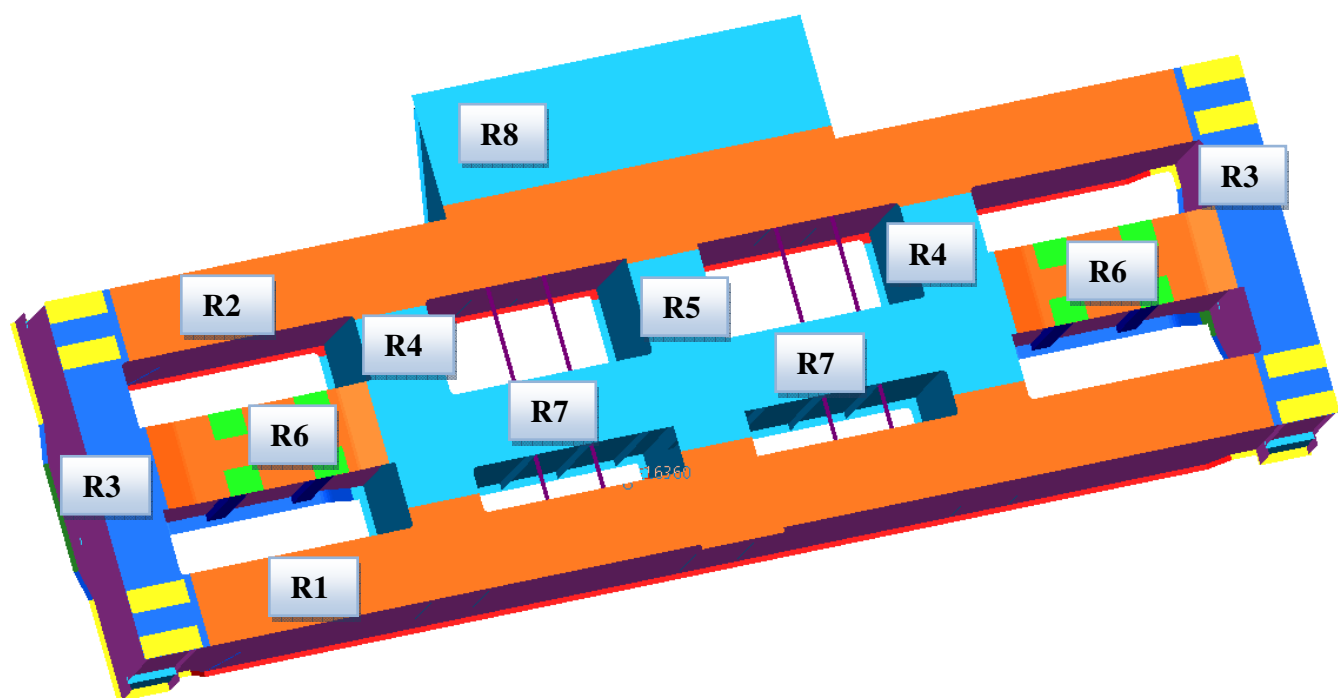
Obr. 5 Nosná traverza s lící pánví [12]

Pro výpočet byla uvažována celková hmotnost traverzy s dolními kladnicemi a $\frac{1}{2}$ lan 48 [t].

1.3 RÁM KOČKY

Nosný rám kočky je svařen z ocelových plechů a jsou k němu přivařené stoličky, pro umístění zařízení kočky. Horní plocha rámu je provedená jako plošina, opatřená na vnější straně v potřebném rozsahu zábradlím a okopovými lištami. Vstup na rám kočky je umožněn výstupem z průchozí plošiny jeřábu.

Rám se skládá ze 2 hlavních nosníků (R1, R2), 2 hlavních příčníků (R3), 3 vnitřních příčníků (R4, R5, R8) a 4 vnitřních nosníků (R6, R7).

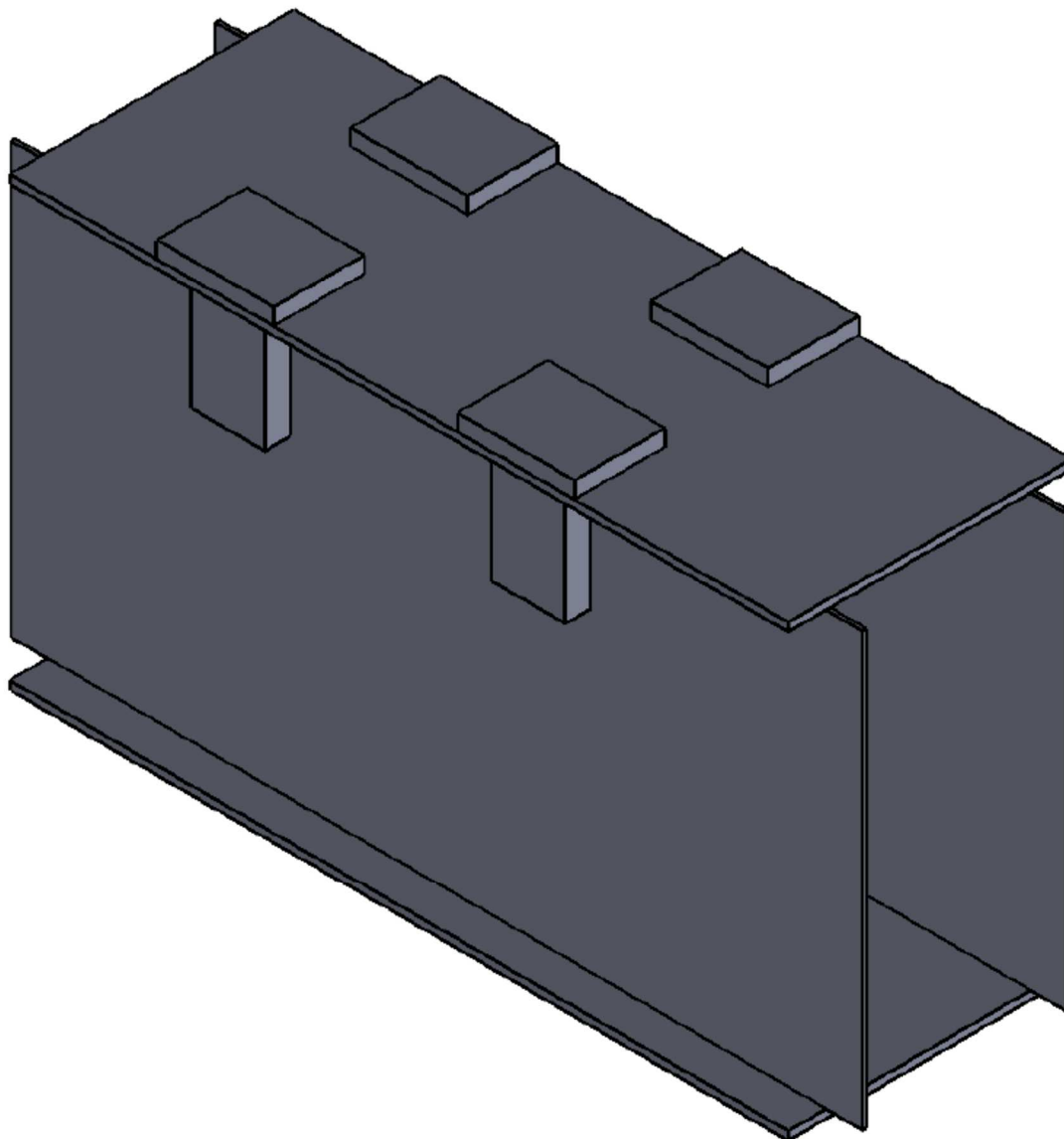


Obr. 6 Rám kočky

Pro rám je použit převážně materiál S355J2+N, důležitou vlastností tohoto materiálu je jeho dobrá svařitelnost.

2 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

Navržené úpravy jsou pouze konstrukční a jejich pevnost byla vyhodnocena v kapitole 5. Veškeré pevnostní úpravy se týkají středních nosníků R6, na horních pásnicích těchto nosníků jsou umístěny vážící rámy s horními kladnicemi a spodní pásnice vymezují maximální možný zdvih nosné traverzy.



Obr. 7 Nosník R6 - původní konstrukce pro 330 [t]

2.1 VÁHOVÁ ČIDLA

Ve vážícím rámu byla použita 4 váhová čidla Weighdisc WDI 50 [t] [11], s celkovou nosností všech 8 čidel 400 [t]. Hmotnost nosné traverzy se spodními kladnicemi a polovinou hmotnosti lan je přibližně 48 [t] a maximální hmotnost břemene je 360 [t]. Hmotnost celkového břemene

je tedy 408 [t], což převyšuje maximální nosnost váhových čidel, je tedy nutné použít jiná váhová čidla.

Zvoleno: nejbližší vyšší váhové čidlo WDI 100 [t] [11]. Celková nosnost nových čidel je 800 [t], což s velkou rezervou pokryje hmotnost celkového břemene.



Obr. 8 Váhové čidlo [11]

Nová váhová čidla jsou o 25 [mm] větší, bude tedy nutné:

- a.) Posunout celý mechanismus zdvihu o 25 [mm] nahoru.
- b.) Zmenšit nosník R6 o 25 [mm].
- c.) Použít víc čidel WDI 50 [t] [11].

Varianta a.)

Kočka pojíždí těsně pod střechou haly, zvětšení rozměrů směrem nahoru tedy není možné. Posunutí celého mechanismu zdvihu by také znamenalo zvětšení všech stoliček.

Varianta b.)

Ztenčením nosníku R6 o 25 [mm], se omezí zásahy do konstrukce kočky na minimum. Změna tuhosti nosníku bude pouze minimální, nemělo by tedy dojít k neočekávanému chování konstrukce při plném zatížení.

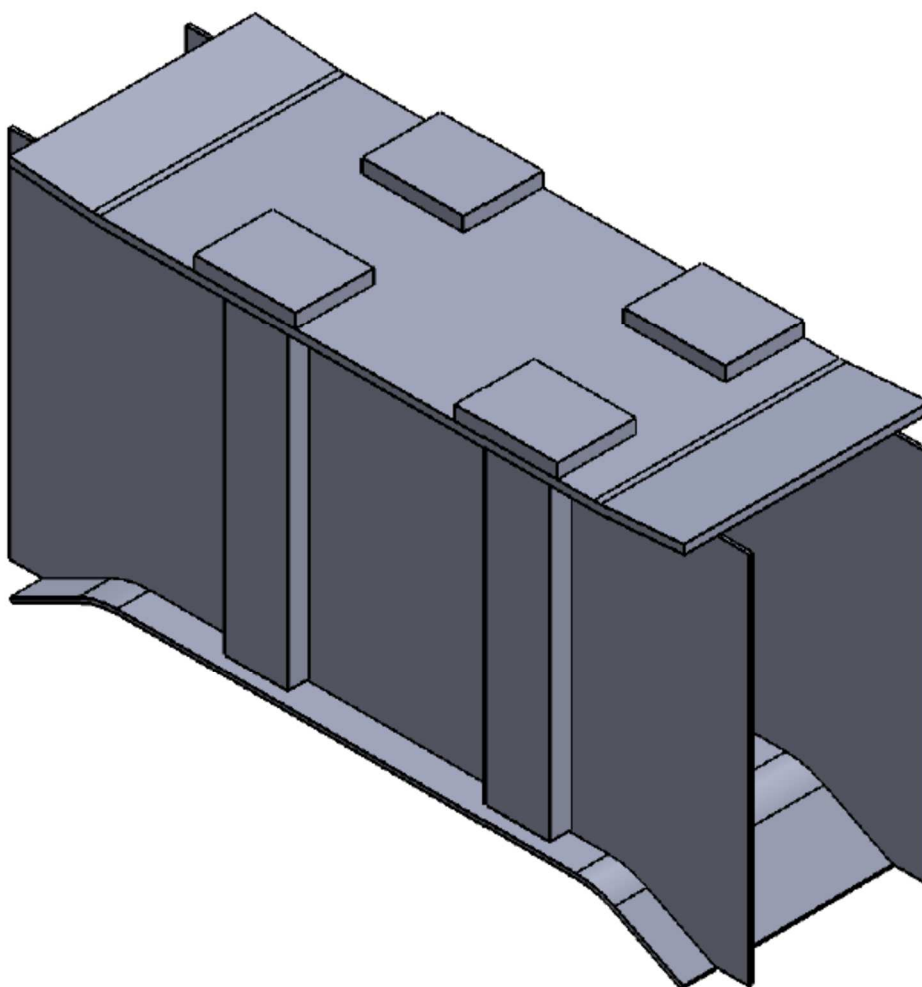
Varianta c.)

Přidáním dalšího čidla do středu vážicího rámu by se omezily zásahy do nosníku, ale bylo by nutné navrhnout nový vážicí rám a žebro pro vyztužení nosníku v místě nové stoličky vážicího rámu.

Zvoleno: varianta b.) – s přihlédnutím k následující kapitole 2.2 je toto řešení nejjednodušší a nejlevnější.

2.2 NOSNÁ TRAVERZA

Původní nosná traverza s nosností 330 [t] nevyhovuje zvýšenému zatížení, byla tedy použita traverza nová, která je o 150 [mm] větší. Pro dosažení maximálního zdvihu je nutné zmenšit nosník R6. Ztenčením nosníku o dalších 150 [mm] by mohlo dojít ke ztrátě tuhosti nosníku a neočekávanému chování konstrukce při zatížení, proto byly boční výztuhy nosníku prodlouženy až ke spodní pásnici.



Obr. 9 Nosník R6 - upravená konstrukce pro 360 [t]

2.3 VÝPOČET

Výchozí předpoklad: Původní i upravený nosník R6 mají stejnou únavovou pevnost a únavovou bezpečnost, původní nosník není předdimenzován. Ověření předpokladu bylo provedeno v kapitole 6.4.

Pásnice nosníku R6 jsou namáhány ohybem, k namáhání krutem dojde při nerovnoměrném rozložení zatížení, proto nebyl ve výpočtu krut uvažován. Stojiny nosníku R6 jsou namáhány tlakem a smykem, ale rozhodující částí jsou pásnice. Pro výpočet byl použit vzorec pro únavovou bezpečnost v ohybu.

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c'} + \frac{\sigma_m}{R_m}}$$

Kde:

$$\sigma_a = \frac{14}{32} \frac{m_b g x}{W_o} ; \sigma_m = \frac{14}{32} \frac{m_t g x}{W_o}$$

$k = 3$ únavová bezpečnost

σ_a amplituda napětí

σ_c' únavová pevnost

σ_m minimální napětí

$R_m = 400 [MPa]$ mez pevnosti v ohybu

$m_b = 360 [t]$ hmotnost samotného břemene

$m_t = 48 [t]$ hmotnost samotné traverzy

$g = 9,81 [m/s^2]$ gravitační zrychlení

$x = 1282 [mm]$ rameno momentu, vzdálenost od nosníku R3 ke středu nosníku R6

W_o kvadratický modul průřezu v ohybu

Postup výpočtu:

- Úprava vzorce na tvar

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_a R_m} - \frac{1}{k \sigma_a} = - \frac{1}{\sigma_c'}$$

- Dosazení proměnných původního a upraveného průřezu

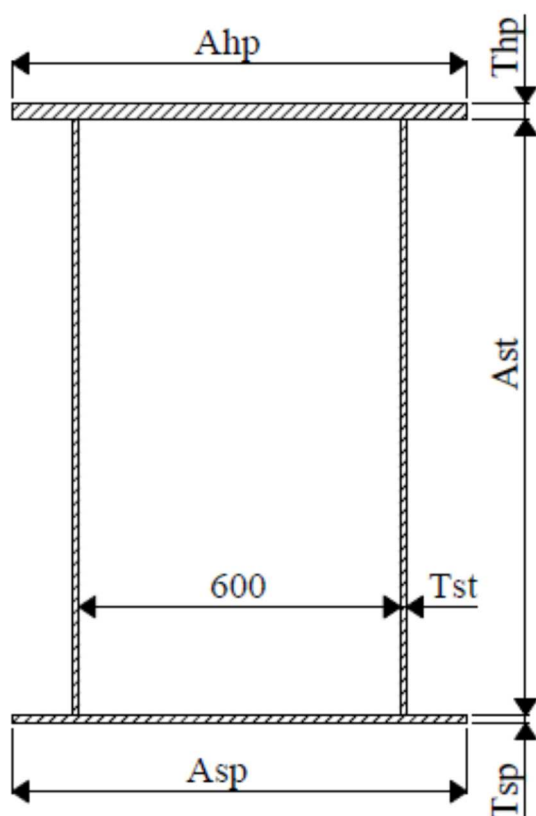
$$\frac{\sigma_{m1}}{\sigma_{a1} R_m} - \frac{1}{k \sigma_{a1}} = \frac{\sigma_{m2}}{\sigma_{a2} R_m} - \frac{1}{k \sigma_{a2}}$$

- Úprava vzorce na tvar

$$W_{o2} = f_{ce}(W_{o1})$$

Výsledkem je minimální kvadratický modul upraveného průřezu. Následuje návrh upraveného průřezu, výpočet modulu a porovnání s minimálním modulem.

Hlavní rozměry průřezu nosníku jsou dány navrženými úpravami a původní konstrukcí, zbývá tedy určit pouze tloušťky plechů. Stojiny mají na pevnost konstrukce pouze minimální vliv, proto jejich tloušťka zůstane stejná jako v původním průřezu.



Rozměry v [mm]:

Horní pásnice

$$Ahp_1 = 850 \quad Ahp_2 = 850$$

$$Thp_1 = 25 \quad Thp_2 = ?$$

Spodní pásnice

$$Asp_1 = 750 \quad Asp_2 = 850$$

$$Tsp_1 = 15 \quad Tsp_2 = ?$$

Stojiny

$$Ast_1 = 1290 \quad Ast_2 = 1110$$

$$Tst_1 = 12 \quad Tst_2 = 12$$

Obr. 10 Skříňový nosník

- Volba tloušťky pásnic

Původní	X	Upravené
$T_{hp1} = 25 \text{ [mm]}$	X	$T_{hp2} = 30 \text{ [mm]}$
$T_{sp1} = 15 \text{ [mm]}$	X	$T_{sp2} = 15 \text{ [mm]}$

- Výpočet nového kvadratického modulu

$$W_{nový} = \frac{I'}{e} = 1,4 \cdot 10^{10}$$

Kde:

e kolmá vzdálenost od těžiště k nejvzdálenějšímu bodu průřezu

I' kvadratický moment průřezu

$$I' = (I_{hp} + A_{hp}T_{hp}a_{hp}^2) + (I_{sp} + A_{sp}T_{sp}a_{sp}^2) + 2(I_{st} + A_{st}T_{st}a_{st}^2)$$

a_i kolmá vzdálenost od těžiště stojiny/pásnice k těžišti průřezu

I_i kvadratický moment stojiny/pásnice

$$I_i = \frac{bh^3}{12}$$

b vodorovný rozměr (A_{hp}, A_{sp}, T_{st})

h svislý rozměr (T_{hp}, T_{sp}, A_{st})

- Porovnání kvadratických modulů průřezu

$$W_{o2} = 1,1 \cdot 10^{10} < 1,4 \cdot 10^{10} = W_{nový}$$

Zvolené tloušťky plechů upraveného průřezu nosníku R6 vyhovují, mělo by být dosaženo větší únavové pevnosti než u původní konstrukce.

3 ZATĚŽOVACÍ STAVY

Strojní zařízení musí vyhovovat normovaným bezpečnostním požadavkům a opatřením. Podmínkami, požadavky a metodami teoretického ověřování jeřábových konstrukcí se zabývá norma ČSN EN 13001. Tato kapitola obsahuje výčet zatěžovacích stavů a kombinací zatížení dle výše uvedené normy, zhodnocení jejich důležitosti pro zkoumanou konstrukci a výpočet potřebných koeficientů.

Zatížení jsou rozdělena do třech kategorií – pravidelná, občasná a výjimečná. Pro prokázání odolnosti rámu jeřábové kočky vůči selhání překročením mezní únosnosti je zapotřebí ověřit odolnost konstrukce vůči všem relevantním normovaným zatěžovacím stavům. Zatěžovací stavy jsou sloučeny do kombinací zatížení podle: ČSN EN 13001-2 tabulka 12 str. 34 [3].

3.1 PRAVIDELNÁ ZATÍŽENÍ

Do této skupiny patří zatížení způsobené gravitačním zrychlením, zdviháním břemene, setrvačností kočky a břemene, pojezdem po nerovném povrchu, zrychlením pohonů a přetvořením/přemístěním. Lze předpokládat, že tato zatížení se budou pravidelně vyskytovat při běžném provozu.

Jednotlivá zatížení jsou umocněna zvětšujícími součiniteli ϕ a γ , které představují dodatečné namáhání daného zatěžovacího stavu. Pravidelným zatížením odpovídají kombinace zatížení A dle tabulky 12 ČSN EN 13001-2 [3].

Tab. 6 Zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti – část 1 [3]

Kategorie zatížení	Zatížení		Kombinace zatížení A					
			Dílčí součinitel bezpečnosti $\gamma\phi$	A1	A2	A3	A4	
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost kočky		*	ϕ_1	ϕ_1	1	-
		Hmotnost břemena zdvihu		1,34	ϕ_2	ϕ_3	1	-
		Hmotnost kočky a břemena, pojezd po nerovném povrchu		1,22	-	-	-	ϕ_4
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost kočky a břemena	Bez pohonu zdvihu	1,34	ϕ_5	ϕ_5	-	ϕ_5
			S pohonem zdvihu		-	-	ϕ_5	-
	Přetvoření/přemístění			**	1	1	1	1

*kapitola 3.1 – Dílčí součinitel bezpečnosti

**přetvoření není uvažováno

- A1 současný pojezd kočky a mostu se zrychlením, břemeno je zdviháno konstantní rychlostí.
- A2 náhlé uvolnění břemene. Toto zatížení se týká pouze jeřábů s drapáky nebo magnety, takže v tomto případě **nebylo řešeno**.
- A3 současný pojezd kočky a mostu se zrychlením, břemeno je zdviháno se zrychlením.
- A4 pojezd po nerovném povrchu.

ÚČINKY PŘI ZDVIHÁNÍ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA HMOTNOST JEŘÁBU

Použité normy: ČSN EN 15011 kapitola 5.2.1.3.1 [6]

ČSN EN 13001-2 kapitola 4.3.3 [3]

Součinitel ϕ_1 zohledňuje gravitační účinky působící na konstrukci kočky. Násobí se jím zatížení od gravitačního zrychlení rámu kočky.

Pro výpočet ϕ_1 je potřeba znát třídu rozložení hmotnosti jeřábu.

Jeřáb spadá do třídy rozložení hmotnosti **MDC1** – všechna zatížení způsobená gravitací mají nepříznivý vliv na konstrukci (nemá protizávaží).

$$\phi_1 = 1 + \delta = 1,1$$

Kde:

$\delta = 0,1$ koeficient určený na základě třídy rozložení hmotnosti

ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENE

Použité normy: ČSN EN 15011 kapitola 5.2.1.3.2.2 a 5.2.1.3.2.3 [6]

ČSN EN 13001-2 kapitola 4.2.2.2 [3]

Součinitel ϕ_2 zohledňuje účinky kmitání při zdvihání břemene. Násobí se jím zatížení od gravitačního zrychlení celkového břemene.

Pro výpočet ϕ_2 je třeba znát zdvihovou třídu zařízení, ta se určí na základě teoretického součinitele ϕ_{2t} .

- Výpočet teoretického součinitele ϕ_{2t}

$$\phi_{2t} = 1 + \frac{2,8v_{hmax}}{0,45 + \left(\frac{R_r l_r}{1500Z_a}\right)^{\frac{1}{2}}} = 1,163$$

Kde:

$$v_{hmax} = \frac{8}{60} \text{ [m/s]} \quad \text{maximální rychlost zdvihu}$$

$$R_r = 1960 \quad \text{pevnostní třída lana}$$

$$l_r = 24 \text{ [m]} \quad \text{volná délka lana}$$

$$Z_a \quad \text{koeficient využití lana}$$

$$Z_a = \frac{32F_{pl}}{gm_1} = 9,218$$

$$F_{pl} = 1153 \cdot 10^3 \text{ [N]} \quad \text{celková síla při přetržení lana}$$

$$m_1 = 408 \text{ [t]} \quad \text{hmotnost celkového břemene}$$

- Určení třídy zdvihu

$$1,07 + 0,24v_{hmax} < \phi_{2t} < 1,12 + 0,41v_{hmax}$$

$$1,102 < 1,163 < 1,175$$

Kočka spadá do zdvihové třídy **HC2**.

Dále je nutné znát třídu pohonu zdvihu.

Pohon zdvihu kočky spadá do třídy **HD4** – bezstupňové ovládání pohonu zdvihu, které provádí plynulé zvyšování rychlosti.

- Výpočet ϕ_2

$$\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 v_n = 1,123$$

Kde:

$$\phi_{2min} = 1,1 \quad \text{koeficient určený na základě zdvihové třídy}$$

$$\beta_2 = 0,34 \quad \text{koeficient určený na základě zdvihové třídy}$$

$$v_n = 0,5v_{hmax} \quad \text{rychlost určená na základě třídy pohonu zdvihu}$$

ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ POJEZDEM PO NEROVNÉM POVRCHU

Použité normy: ČSN EN 15011 kapitola 5.2.1.3.3 [6]

Součinitel ϕ_4 zohledňuje dynamické účinky přejezdu přes stupeň nebo mezeru kolejové dráhy. Násobí se jím zatížení od gravitačního zrychlení rámu kočky i celkového břemene.

Kolejová dráha kočky je tvořena souvislými kolejemi nebo svařovanými kolejnicemi s opracovanými svary, pro takové platí:

$$\phi_4 = 1$$

Tento součinitel není brán v potaz a v následujících kapitolách byl zcela vynechán.

ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ ZRYCHLENÍM POHONŮ

Použité normy: ČSN EN 15011 kapitola 5.2.1.3.4 a příloha B [6]

Součinitel ϕ_5 zohledňuje účinky hnacích sil při zrychlení kočky nebo mostu. Násobí se jím zatížení od zrychlení pohonů pojezdů a zdvihu.

- Pojezd kočky

$$\phi_5 = 1,3$$

- Pojezd mostu

$$\phi_5 = 1,3$$

- Zdvih

$$\phi_5 = 1,1$$

Součinitel ϕ_p zohledňuje účinky horších než ideálních pohybů při postupném dosažení polohy. Násobí se jím zatížení od zrychlení pohonů pojezdů a zdvihu.

Pro určení ϕ_p je třeba znát třídu pohybu kočky.

Pojezd kočky spadá do třídy **P0/P1** – bezstupňové ovládání pohonu.

Třídě P0/P1 odpovídá součinitel:

$$\phi_p = 1$$

Tento součinitel není brán v potaz a v následujících kapitolách byl zcela vynechán.

DÍLČÍ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI

Použité normy: ČSN EN 13001-2 kapitola 4.3.4 a 4.3.6 [3]

Součinitel γ_{p1} pro zatížení od hmotnosti kočky způsobené gravitačním zrychlením je určen na základě třídy rozložení hmotnosti a metody určení hmotnosti kočky.

- Pravidelná zatížení

$$\gamma_{p1} = 1,22$$

- Občasná zatížení

$$\gamma_{p1} = 1,16$$

- Výjimečná zatížení

$$\gamma_{p1} = 1,1$$

Součinitel γ_p pro ostatní druhy zatížení je dán tabulkou 12 ČSN EN 13001-2 [3]. Násobí se jím příslušné zatížení dle této tabulky.

ZATÍŽENÍ S VYSOKÝM RIZIKEM

Použité normy: ČSN EN 13001-2 příloha D [3]

Součinitel γ_n se používá pouze pro konstrukce při jejichž selhání dojde k mimořádným ekonomickým následkům. Násobí se jím zatížení od gravitačního zrychlení působící na kočku i břemeno a v kombinaci zatížení C4 i zpomalení od nárazu na nárazníky.

$$\gamma_n = 1,1$$

3.2 OBČASNÁ ZATÍŽENÍ

Do této skupiny patří zatížení způsobená počasím a přičením. Lze předpokládat, že tato zatížení se mohou při běžném provozu v malé míře vyskytovat.

Občasným zatížením odpovídají kombinace zatížení B dle tabulky 12 ČSN EN 13001-2 [3].

Tab. 7 Zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti – část 2 [3]

Kategorie zatížení	Zatížení			Kombinace zatížení B					
				Dílčí součinitel bezpečnosti γ_p	B1	B2	B3	B4	B5
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost kočky		*	ϕ_1	ϕ_1	1	-	-
		Hmotnost břemena zdvihu		1,34	ϕ_2	ϕ_3	1	-	-
		Hmotnost kočky a břemena, pojezd po nerovném povrchu		1,22	-	-	-	ϕ_4	ϕ_4
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost kočky a břemena	Bez pohonu zdvihu	1,34	ϕ_5	ϕ_5	-	ϕ_5	-
			S pohonem zdvihu		-	-	ϕ_5	-	-
	Přetvoření/přemístění			**	1	1	1	1	1
	Občasná	Účinky prostředí	Zatížení větrem za provozu		1,22	1	1	1	1
Zatížení sněhem a námrazou			1,22	1	1	1	1	1	
Změny teploty			1,16	1	1	1	1	1	
Příčení			1,16	-	-	-	-	1	

B1 až B4 obdoba kombinací zatížení A1 až A4 s uvažováním vlivů větru a mrazu. Jeřáb je provozován v uzavřené hale, proto tyto kombinace zatížení **nebyly řešeny**.

B5 pojezd kočky po nerovném povrchu s příčením.

ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ PŘÍČENÍM

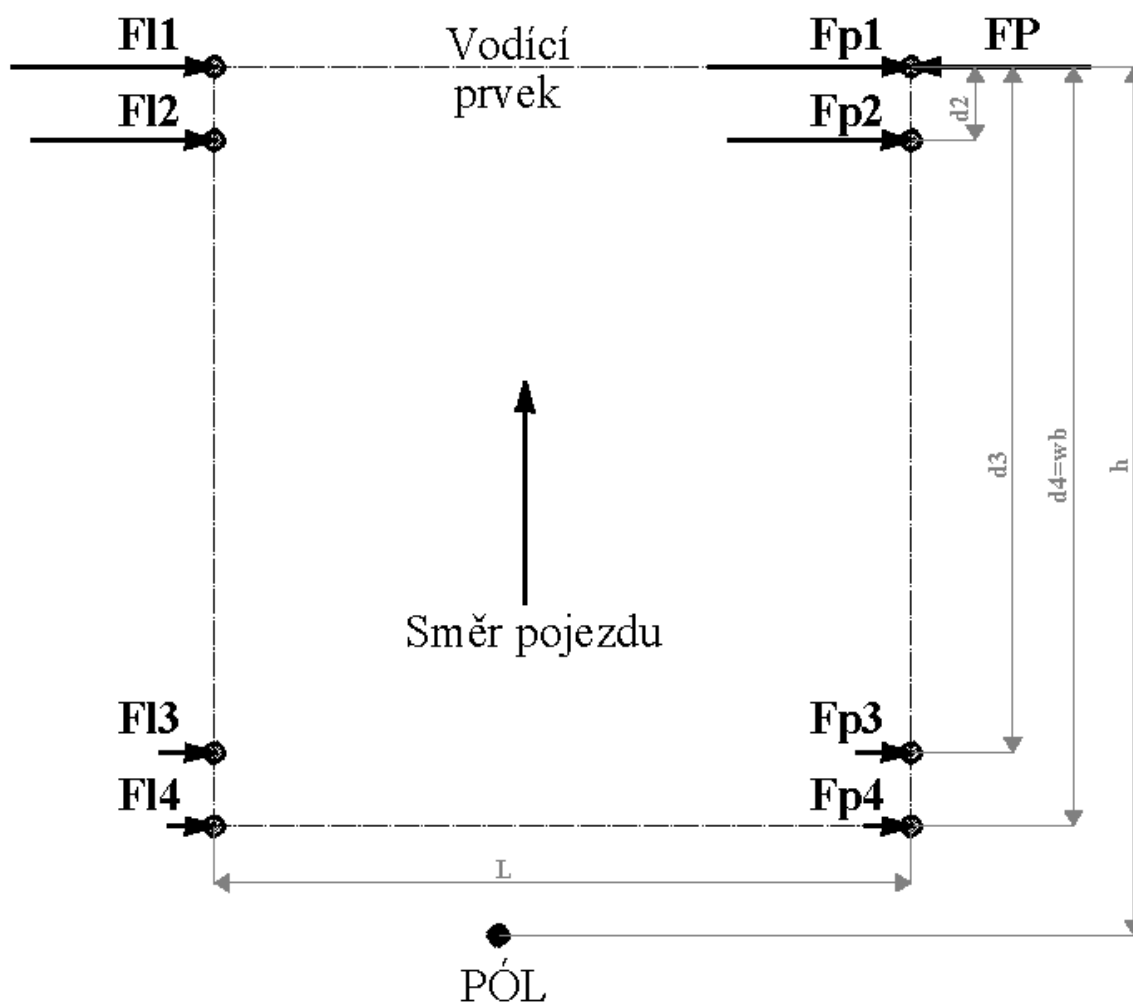
Použité normy: ČSN EN 13001-2 kapitola 4.2.3.4 [3]

ČSN EN 15011 kapitola 5.2.1.4 a příloha D [6]

K příčení dochází například při nerovnoměrném rozložení zatížení kočky („jedna strana jede rychleji než druhá“) - kola jsou vychýlena z volného odvalování, dochází ke kontaktu nákolku s kolejnicí a nastává příčení.

- Určení typu kombinace párů kol

Podvozky kočky spadají do kategorie **IFF** – všechny kola jsou pevná a nezávislá.



Obr. 11 Schéma příčení

Kde:

$$l = 12 \text{ [m]}$$

rozpětí kočky

$$d1 = 0, d2 = 1, d3 = 3,3, d4 = 4,3 \text{ [m]}$$

vzdálenost páru kol od vodícího prostředku

$$w_b = 4,3 \text{ [m]}$$

vzdálenost mezi vodícími prostředky

$$F_{ij}$$

síla na nákol

$$h$$

vzdálenost okamžitého pólu

- Určení přítláčné síly kol

$$F_k = \frac{(m_k + m_1)g}{8} = 660 \text{ [kN]}$$

Kde:

$$m_k = 124 \text{ [t]} \quad \text{hmotnost kočky}$$

$$m_1 = 408 \text{ [t]} \quad \text{hmotnost celkového břemene}$$

- Určení úhlu příčiení

$$\alpha = \alpha_g + \alpha_w + \alpha_t = 7,2791 \cdot 10^{-3} \text{ [rad]}$$

Kde:

$$\alpha_g \quad \text{část úhlu příčiení od vůle vedení}$$

$$\alpha_g = 0,75 \frac{S_g}{w_b} = 3,4884 \cdot 10^{-3} \text{ [rad]}$$

$$S_g = 20 \text{ [mm]} \quad \text{vůle vedení}$$

$$\alpha_w \quad \text{část úhlu příčiení od opotřebení}$$

$$\alpha_w = 0,1 \frac{b_h}{w_b} = 2,7907 \cdot 10^{-3} \text{ [rad]}$$

$$b_h = 120 \text{ [mm]} \quad \text{šířka hlavy kolejnice}$$

$$\alpha_t = 0,001 \text{ [rad]} \quad \text{část úhlu příčiení od úchylek a tolerancí}$$

- Určení součinitele tření

$$f = 0,3[1 - e^{(-250\alpha)}] = 0,25$$

- Určení vzdálenosti okamžitého pólu od vodícího prostředku

$$h = \frac{F_k \sum d_i^2 + pl^2}{F_k \sum d_i} = 3,5325 \text{ [m]}$$

Kde:

$$p = 0 \quad \text{počet spřažených kol}$$

- Určení sil příčení na jednotlivých kolech

$$F_{ji} = f F_k \left(1 - \frac{d_i}{h} \right)$$

Kde:

j strana kočky – levá/pravá

i pořadí páru kol

Tab. 8 Síly příčení

$F_{L1} = 165 \text{ [kN]}$	$F_{P1} = 165 \text{ [kN]}$
$F_{L2} = 118,2 \text{ [kN]}$	$F_{P2} = 118,2 \text{ [kN]}$
$F_{L3} = 10,5 \text{ [kN]}$	$F_{P3} = 10,5 \text{ [kN]}$
$F_{L4} = -36,35 \text{ [kN]}$	$F_{P4} = -36,35 \text{ [kN]}$

- Určení celkové síly příčení

$$F_P = f \left(8F_k - F_k \frac{\sum d_i}{h} \right) = 514,6 \text{ [kN]}$$

- Kontrola

$$F_P = \sum F_{ji} = 514,6 \text{ [kN]}$$

3.3 VÝJIMEČNÁ ZATÍŽENÍ

Do této skupiny patří zatížení způsobená selháním mechanismů, zkouškami, nárazem, nouzovým zastavením, montáží, klopením a vnějším dynamickým buzením. Lze předpokládat, že tato zatížení se při běžném provozu budou vyskytovat jen velice ojediněle nebo vůbec.

Výjimečným zatížením odpovídají kombinace zatížení C dle tabulky 12 ČSN EN 13001-2 [3].

Tab. 9 Zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti – část 3 [3]

Kategorie zatížení	Zatížení			Kombinace zatížení C									
				γ_p	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost kočky		*	ϕ_1	1	ϕ_1	1	1	1	1	1	1
		Hmotnost břemena zdvihu		1,1	-	η_w	-	1	1	1	1	1	-
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost kočky a břemena	Bez pohonu zdvihu	1,1	-	-	ϕ_5	-	-	-	-	-	-
			S pohonem zdvihu		-	-	-	-	-	-	-	-	-
Občasná	Účinky prostředí		Zatížení větrem za provozu	1,16	-	-	1	-	-	-	-	-	-
			Zatížení sněhem a námrazou	1,1	-	1	-	-	-	-	-	-	-
			Změny teploty	1,05	-	1	-	-	-	-	-	-	-
Výjimečná	Zdvihání ležícího břemene			1,1	ϕ_2	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení větrem mimo provoz			1,16	-	1	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách			1,1	-	-	ϕ_6	-	-	-	-	-	-
	Síly na nárazníky			1,1	-	-	-	ϕ_7	-	-	-	-	-
	Klopící síly			1,1	-	-	-	-	1	-	-	-	-
	Nouzové zastavení			1,1	-	-	-	-	-	ϕ_5	-	-	-
	Selhání mechanismů			1,1	-	-	-	-	-	-	ϕ_5	-	-
	Dynamické buzení základů jeřábu			1,1	-	-	-	-	-	-	-	1	-
	Montáž, demontáž, doprava			1,1	-	-	-	-	-	-	-	-	1

- C1 zdvihání ležícího břemene při maximální zdvihové rychlosti
- C2 mimoprovozní zatížení větrem. Jeřáb je provozován v uzavřené hale, proto tato kombinace zatížení **nebyla řešena**.
- C3 zatížení při zkouškách.
- C4 zatížení při nárazu.
- C5 zatížení klopícími silami. Jeřáb se při nárazu nemůže naklápět, proto tato kombinace zatížení **nebyla řešena**.
- C6 zatížení při nouzovém zastavení.
- C7 zatížení při selhání mechanismů. Jeřáb není vybaven záložními brzdami, proto tato kombinace zatížení **nebyla řešena**.
- C8 zatížení od vnějšího dynamického buzení. Dynamickým buzením je zde myšleno například zemětřesení, proto tato kombinace zatížení **nebyla řešena**.
- C9 zatížení při montáži a dopravě. Řešení montáže a dopravy není předmětem práce, proto tato kombinace zatížení **nebyla řešena**.

ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH

Použité normy: ČSN EN 13001-2 kapitola 4.2.4.3 [3]

Součinitel ϕ_6 zohledňuje dynamické a statické vlivy při zkouškách. Násobí se jím zatížení od gravitačního zrychlení celkového břemene.

- Dynamické zkušební zatížení

$$\phi_6 = 0,5(1 + \phi_{2C}) = 1,07$$

Kde:

$$\phi_{2C} = 1,1 + 0,34v_{hmax} = 1,145 \quad \text{součinitel } \phi_2 \text{ pro výjimečná zatížení}$$

Při dynamických zkouškách je maximální břemeno zvětšeno na 110 %.

- Statické zkušební zatížení

$$\phi_6 = 1$$

Při statických zkouškách je maximální břemeno zvětšeno na 125 %.

ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ SILAMI NA NÁRAZNÍKY

Použité normy: ČSN EN 13001-2 kapitola 4.2.4.4 [3]

Součinitel ϕ_7 zohledňuje pružné účinky sil vznikajících při nárazu na nárazníky kočky nebo mostu. Násobí se jím zatížení od zpomalení způsobené nárazem.

Nárazníky kočky i mostu HLS 63-100 [10] mají obdélníkovou charakteristiku, platí tedy:

$$\phi_7 = 1,25 + 0,7(\xi - 0,5) = 1,6$$

Kde:

$\xi = 1,0$ poměrná energie nárazníku s obdélníkovou charakteristikou

Byl řešen náraz kočky při plné rychlosti a náraz mostu při 70 % rychlosti, současný náraz kočky i mostu nebyl uvažován. Při výpočtu se vychází z předpokladu, že břemeno se může volně vykývnout, nebylo tedy do výpočtu zahrnuto. Kočka i most jsou vybaveny 2 nárazníky.

- Určení kinetické energie absorbované 1 nárazníkem při nárazu kočky

$$E_k = \frac{1}{4} m_k v_k^2 = 5381,94 [J]$$

Kde:

$m_k = 124 [t]$ hmotnost kočky bez břemene

$v_k = \frac{25}{60} [m/s]$ rychlost kočky

- Určení síly na jeden nárazník při nárazu kočky

$$F_N = \frac{E_k}{k_n s_k} = 64842,65 [N]$$

Kde:

$k_n = 0,83$ koeficient nárazníku

$s_k = 0,1 [m]$ zdvih nárazníku

- Určení kinetické energie absorbované 1 nárazníkem při nárazu mostu

$$E_k = \frac{1}{4} (m_k + m_m) v_m^2 = 62826,34 [J]$$

Kde:

$m_m = 313 [t]$ hmotnost mostu

$v_m = 0,7 \cdot \frac{65}{60} [m/s]$ rychlost mostu

- Určení síly na jeden nárazník při nárazu kočky

$$F_N = \frac{E_k}{k_n s_k} = 756943,82 \text{ [N]}$$

3.4 ÚNAVA

Únavovou pevnost je nutné prokázat, aby bylo zabráněno vzniku trhlin v nosných částech rámu kočky při cyklickém namáhání. Pro prokazování únavové pevnosti jsou zapotřebí kombinace zatížení A – pravidelná zatížení, kde pro všechny dílčí součinitele bezpečnosti platí:

$$\gamma_p = 1$$

Dále je zapotřebí dodatečná kombinace zatížení A0, která představuje nejnižší možné pravidelné zatížení kočky způsobené gravitačním zrychlením kočky a uchopovacích prostředků bez užitého břemene. Pro tuto kombinaci zatížení jsou všechny součinitele rovny 1.

A0 mimoprovozní stav – všechny pohony stojí, břemenem jsou pouze uchopovací prostředky

3.5 POUŽITÉ KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Pro tato zatížení byly spočítány síly, zrychlení a zvětšující součinitele.

Tab. 10 Zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti – relevantní zatížení

Kategorie zatížení	Zatížení			Kombinace zatížení A				Kombinace zatížení B		Kombinace zatížení C				
				γp	A1	A3	A4	γp	B5	γp	C1	C3	C4	C6
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost kočky		1,22	1,1	1	-	1,16	-	1,1	1,1	1,1	1	1
		Hmotnost břemena zdvihu		1,34	1,123	1	-	1,22	-	1,1	-	1,1; 1,25	1	1
		Hmotnost kočky a břemena, pojezd po nerovném povrchu		1,22	-	-	1	1,16	1	-	-	-	-	-
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost kočky a břemena	Bez pohonu zdvihu	1,34	1,3	-	1,3	1,22	-	1,1	-	1,3	-	-
			S pohonem zdvihu		-	1,3; 1,1	-		-		-	-	-	
Občasná	Příčení			-	-	-	-	1,16	1	-	-	-	-	-
Výjimečná	Zdvihání ležícího břemene			-	-	-	-	-	-	1,1	1,123	-	-	-
	Zatížení při zkouškách			-	-	-	-	-	-	1,1	-	1,06	-	-
	Síly na nárazníky			-	-	-	-	-	-	1,1	-	-	1,6	-
	Nouzové zastavení			-	-	-	-	-	-	1,1	-	-	-	1,3

Některé kombinace zatížení se skládají ze stejných zatěžovacích stavů, pro MKP výpočet budou použity pouze kombinace zatížení s největšími součiniteli. Následující kombinace zatížení byly simulovány a výsledky vyhodnoceny (+ únava).

Tab. 11 Zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti – použité kombinace zatížení

Kategorie zatížení	Zatížení			Kombinace zatížení A		Kombinace zatížení B		Kombinace zatížení C	
				γp	A1	γp	B5	γp	C4
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost kočky		1,22	1,1	1,16	-	1,1	1
		Hmotnost břemena zdvihu		1,34	1,123	1,22	-	1,1	1
		Hmotnost kočky a břemena, pojezd po nerovném povrchu		1,22	-	1,16	1	-	-
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost kočky a břemena	Bez pohonu zdvihu	1,34	1,3	1,22	-	1,1	-
			S pohonem zdvihu		-		-		-
Občasná	Příčení			-	-	1,16	1	-	-
Výjimečná	Síly na nárazníky			-	-	-	-	1,1	1,6

4 VÝPOČTOVÝ MODEL

Model pro pevnostní MKP analýzu byl vytvořen v programu NX I-deas 6.1. Jedná se o skořepinový model, rám kočky tvoří prvky Thin shell a všechny ostatní části kočky byly zjednodušeny nebo nahrazeny.

4.1 POUŽITÉ PRVKY

Tab. 12 Použité prvky

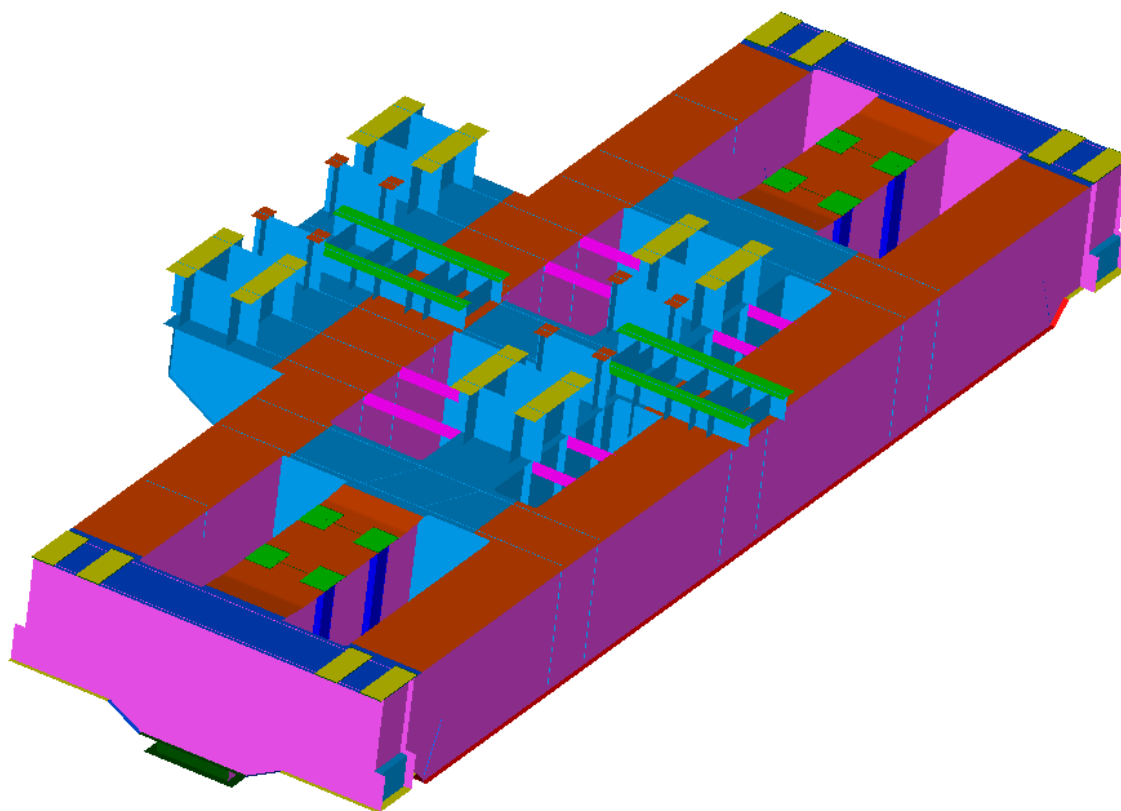
Název	Typ	Popis
Beam	Element - 1D	Prutový prvek. Definován 2 uzly a průřezem. Přenáší všechny stupně volnosti.
Rod	Element - 1D	Prutový prvek. Definován 2 uzly a průřezem. Přenáší pouze posunutí.
Thin Shell	Element - 1D	Skořepinový prvek. Definován 4 uzly a tloušťkou. Přenáší všechny stupně volnosti.
Rigid (RBE2)	Element - other	Definován 1 nezávislým uzlem (Master) a 1 nebo více závislými uzly (Slave). Nehmotný, dokonale tuhý, přenáší všechny stupně volnosti (6).
Constrain (RBE3)	Element - other	Definován 1 nezávislým uzlem (Master) a 1 nebo více závislými uzly (Slave). Nehmotný, přenáší 1 až 6 stupňů volnosti (výchozí nastavení – Master přenáší do Slave uzlů všechny stup. vol. a Slave uzly dále přenáší jen posuvy).
Gap	Element - other	Kontaktní prvek. Definován 2 uzly. Přenáší posuvy.
Lumped Mass	Element - other	Nestrukturální hmotnost. Definován 1 uzlem a hmotností.
Coupled DOF	Constrain	Vnitřní vazba. Definována 1 nezávislým uzlem (Master) a 1 nebo více závislými uzly (Slave). Master přenáší na Slave uzly 1 až 6 stupňů volnosti dle nadefinování.
Restrain	Restrain	Okrajová vazba. Definována uzlem a 1 nebo více stupni volnosti, které odebírání.

4.2 ZJEDNODUŠENÍ MODELU

Při tvorbě modelu byly vynechány malé rádiusy, zkosení, díry a vybrání v rozích žeber. Tyto konstrukční prvky mají na výsledný průběh napětí zanedbatelný vliv a jejich vynecháním se výrazně zjednoduší tvorba modelu a MKP síť.

Vynecháním vybrání v rozích žeber může v těchto místech dojít ke vzniku napětových špiček. Při vyhodnocování výsledků nebudou tyto špičky brány v potaz.

Pro MKP síť rámu a stoliček byl použit prvek Thin Shell. Byla zvolena základní velikost prvků 50x50 mm, toto je největší možná velikost prvků, se kterou lze vytvořit celou síť, aniž by se velikosti jednotlivých prvků příliš vzdalovaly od základní velikosti, a zároveň bylo dosaženo dostatečně kvalitních výsledků.



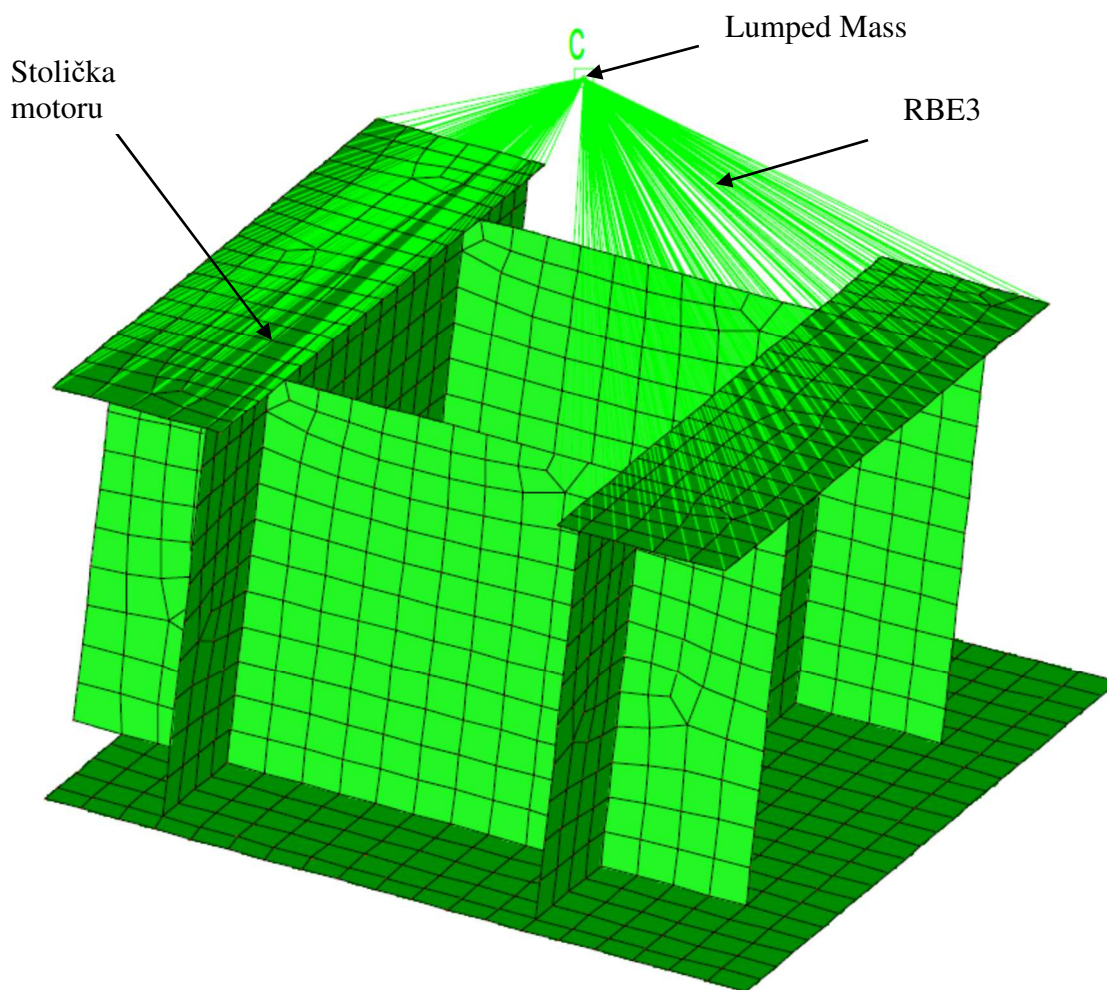
Obr. 12 Model rámu kočky

4.3 NÁHRADY ZAŘÍZENÍ KOČKY

Následující zařízení a části konstrukce byly nahrazeny. Motory, brzdy, převodovky, bubny, kladnice, nárazníky a podvozky jsou pro model zbytečně složité. Ochozy a zábradlí nejsou nosnými částmi konstrukce, je tedy nežádoucí, aby zvyšovaly její nosnost. Obrázek všech náhrad je v příloze [Příloha 1].

NAHRAZENÍ HMOTNOSTI ZAŘÍZENÍ

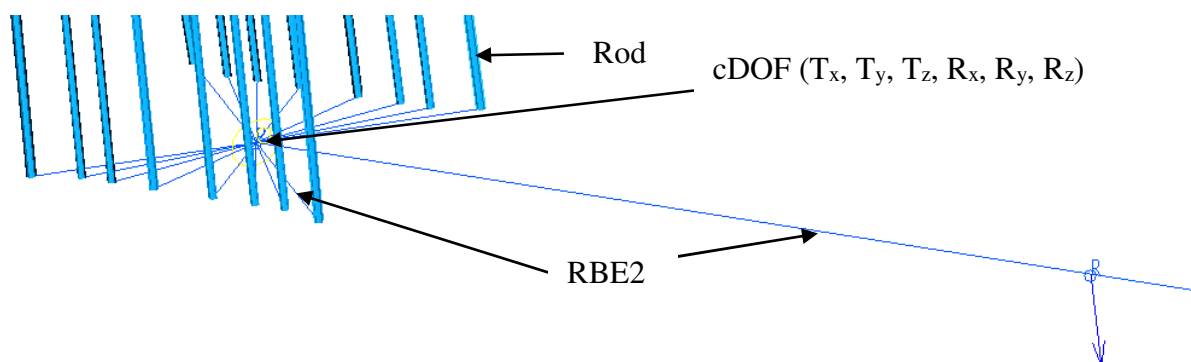
Hmotnost podvozků, nárazníků, brzd, motorů, převodovek, kladnic a ochozů je nahrazena nestrukturální hmotností Lumped Mass umístěnou v těžišti a připojenou k rámu/stoličkám pomocí RBE3.



Obr. 13 Stolička motoru s náhradou hmotnosti motoru

NAHRAZENÍ NOSNÉ TRAVERZY

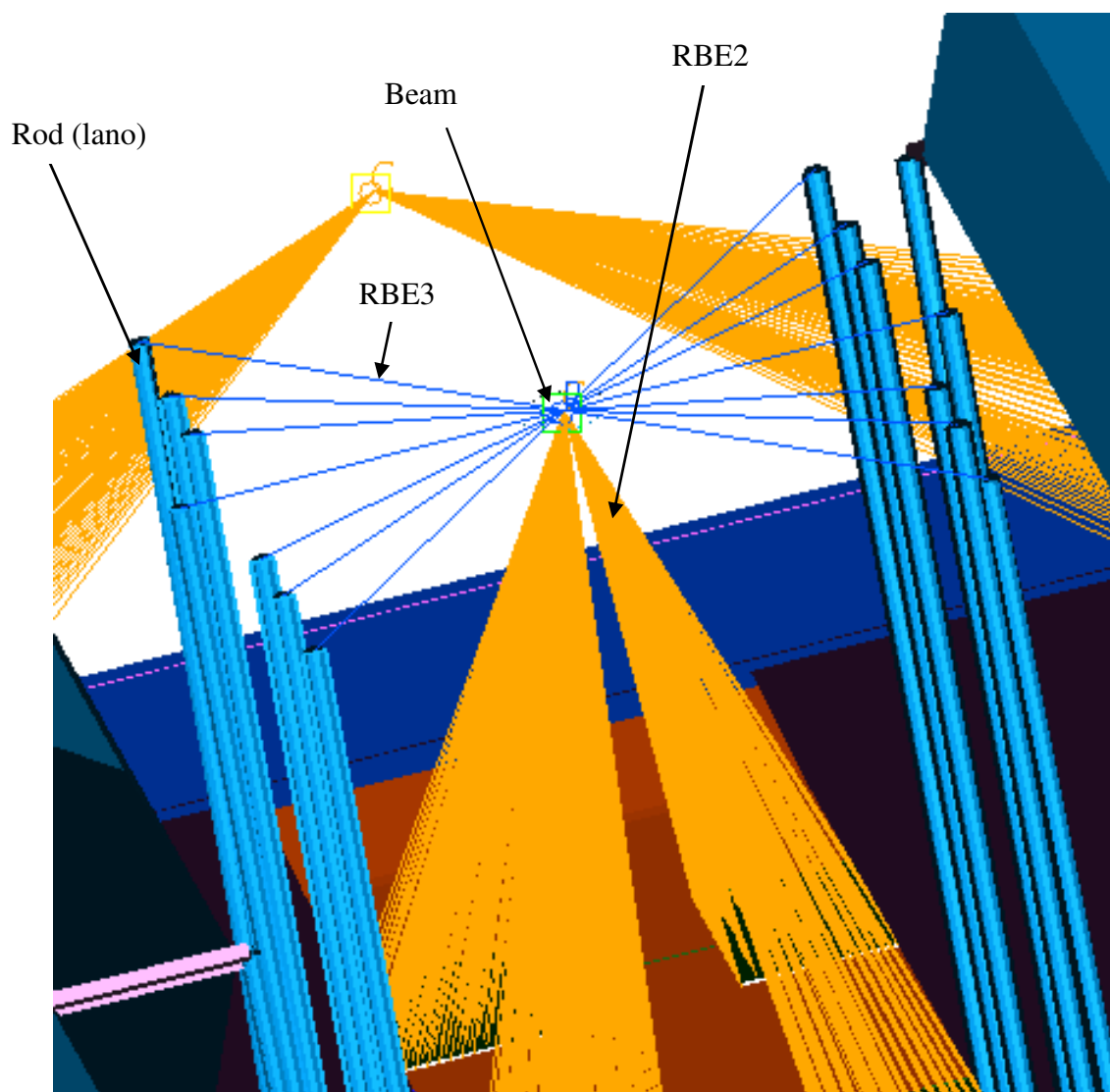
Traverza je nahrazena pomocí RBE2 a spojena s dolními kladnicemi přes coupled DOF, ten na jedné straně přenáší všech 6 stupňů volnosti a na druhé přenáší vše kromě posuvu v ose x.



Obr. 14 Náhrada traverzy a spodní kladnice

NAHRAZENÍ KLADNIC A LAN

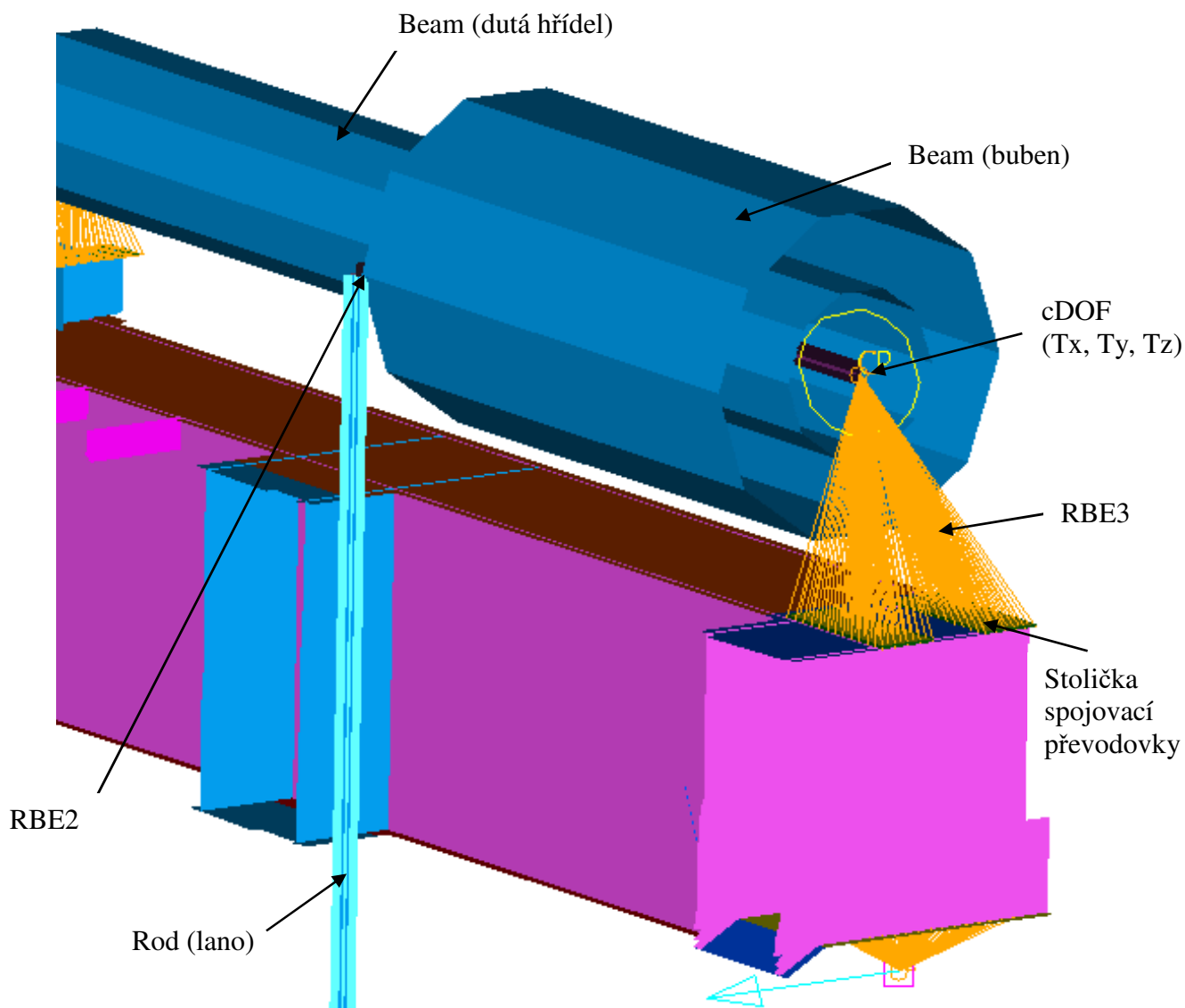
Náhrady kladnic jsou tvořeny rozvětveným RBE2, horní kladnice je připojena k rámu přes RBE3. Mezi RBE2 a RBE3 je vložen krátký Beam – RBE3 nelze napojit přímo na RBE2 nebo coupled DOF. Lana jsou nahrazena prvky Rod a spojují dolní kladnice s bubny a horními kladnicemi.



Obr. 15 Náhrada horní kladnice

NAHRAZENÍ LANOVÝCH BUBNŮ

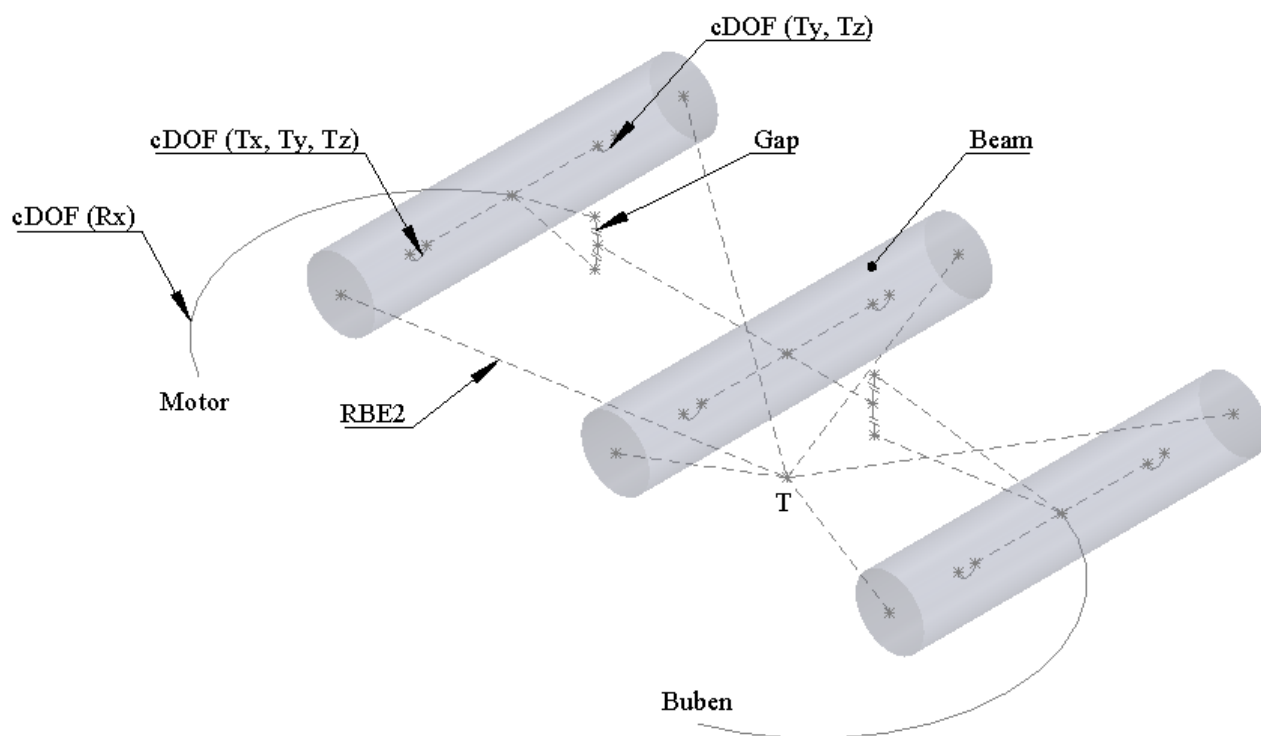
Lanový buben a dutá hřídel na kterou je přivařen byly nahrazeny prvky Beam. Moment od lana je přiveden na buben pomocí RBE2 mezi koncovým uzlem lana a osou bubnu. Zatížení od bubnu je na rám převedeno přes RBE3 na konci bubnu a duté hřídele. Na obou koncích je krátká mezera, kterou vyplňuje coupled DOF, ten přenáší na jedné straně všechny tři translace a na druhé straně pouze translaci v ose y a z. Moment je z bubnu odveden na hřídel centrální převodovky přes coupled DOF, který přenáší pouze rotaci v ose x.



Obr. 16 Náhrada lanového bubnu

NAHRAZENÍ CENTRÁLNÍCH PŘEVODOVEK

Vstupní a výstupní hřídel převodovky jsou spojeny s bubny a motory/brzdami přes coupled DOF, který přenáší pouze rotaci v ose x. Zatížení od ložisek převodovky je přeneseno na stoličky přes RBE3 spojeným s packami převodovky (Beam), ty jsou spojeny s hřídelemi přes RBE2 rozvětveným z těžiště. Kinematika převodovky je nahrazena pomocí RBE2 (ozubená kola) spojenými s hřídelemi přes coupled DOF, který na jedné straně přenáší všechny translace a na druhé straně pouze translace v ose y a z. Kontakt mezi ozubenými koly zastupuje Gap.



Obr. 17 Náhrada centrální převodovky

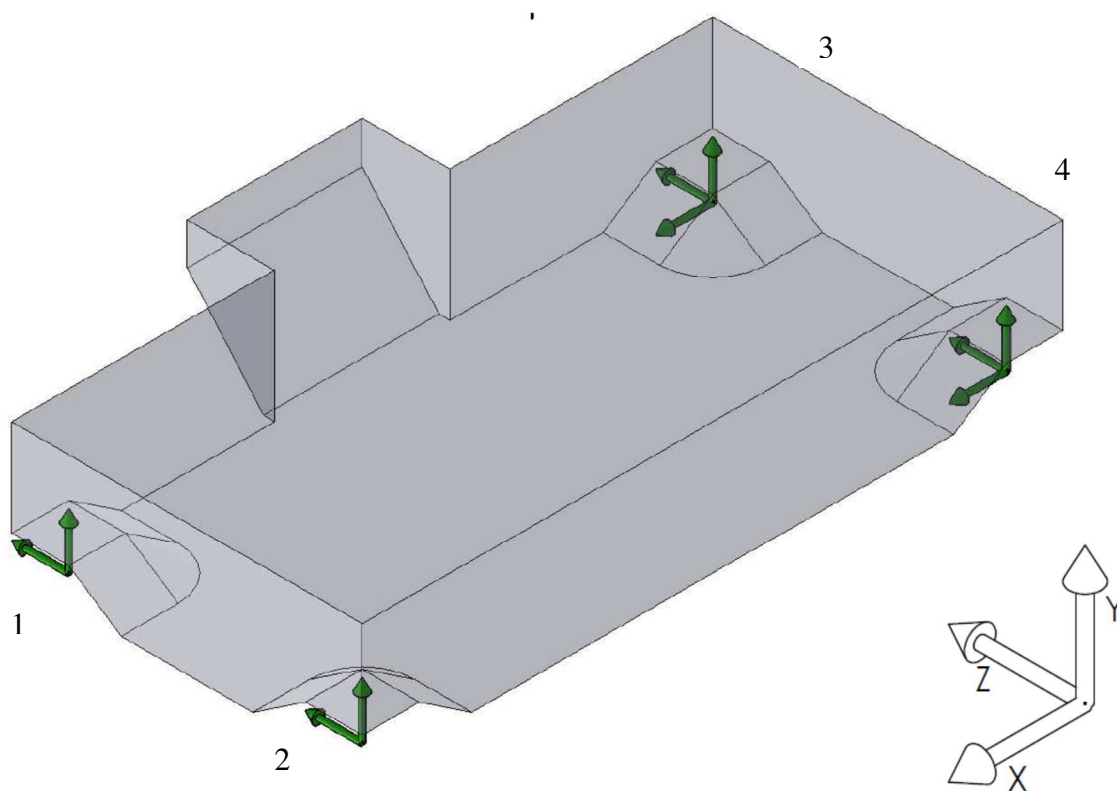
4.4 VAZBY

Vazby představující kontakty kol s kolejnicemi, jsou simulovány pomocí Restrain. Ty jsou umístěny do podvozků kočky nebo do nárazníku pro kombinaci zatížení C4. Kočka je symetrická proto je uvažován pojezd mostu pouze na jednu stranu (doleva, +x).

V provozu by mohla nastat situace, kdy jeden z podvozků „nefunguje“ – bod kontaktu kola s kolejnicí je vychýlen z ideální polohy (kolejnice je deformovaná) a zatížení je přenášeno pouze třemi podvozky. Tato situace může mít mnoho různých příčin, například nepřesná výroba, nerovnoměrné opotřebení nebo nerovnoměrné zatížení. Zatížení pojezdem po 3 podvozcích bylo simulováno pro kombinaci zatížení A1, byly použity 3 různé Restrain sety. Na Obr. 18 je schéma Restrain setu pro A1 se všemi funkčními podvozky, schémata pro ostatní Restrain sety jsou v příloze [Příloha 2].

Tab. 13 Vazby

Označení	Kombinace zatížení	Popis
RP0AM	A1, C4 (náraz mostu)	Současný pojezd kočky a mostu. Všechny podvozky jsou funkční. Ve všech podvozcích jsou odebrány stupně volnosti v osách y a z. Stupeň volnosti v ose x je odebrán ve 2 podvozcích v protisměru pojezdu mostu.
RP1AM	A1	Podvozek 1 nepřenáší zatížení.
RP2AM	A1	Podvozek 2 nepřenáší zatížení.
RP0P	B5	Příčení. V podvozcích na levé straně jsou odebrány stupně volnosti v osách x, y a z. V podvozcích na pravé straně je odebrána pouze volnost v ose y.
RP0NK	C4 (náraz kočky)	Pojíždí pouze kočka, most stojí. Volnost v ose x a y je odebrána ve všech podvozcích. Volnost v ose z je odebrána v náraznících.
RP0A0	A0	Mimoprovozní stav. Kočka i most stojí. Ve všech podvozcích jsou odebrány všechny posuvy.



Obr. 18 Schéma vazby RP0AM

4.5 ZATĚŽOVACÍ STAVY

Každá síla a zrychlení má svůj vlastní zatěžovací stav, takto je možné vytvořit kombinace zatížení sečtením daných zatěžovacích stavů a není potřeba počítat opakující se zatěžovací stavy (např. gravitace) pro každou kombinaci zatížení.

Břemeno v modelu není zastoupeno hmotností ale gravitační a setrvačnou silou ve středu traverzy.

CELKOVÁ HMOTNOST KOČKY

Celková hmotnost modelu kočky (114,7 [t]) neodpovídá reálné hmotnosti (124 [t]), proto bylo gravitační zrychlení působící na kočku vynásobeno váhovým koeficientem k_m .

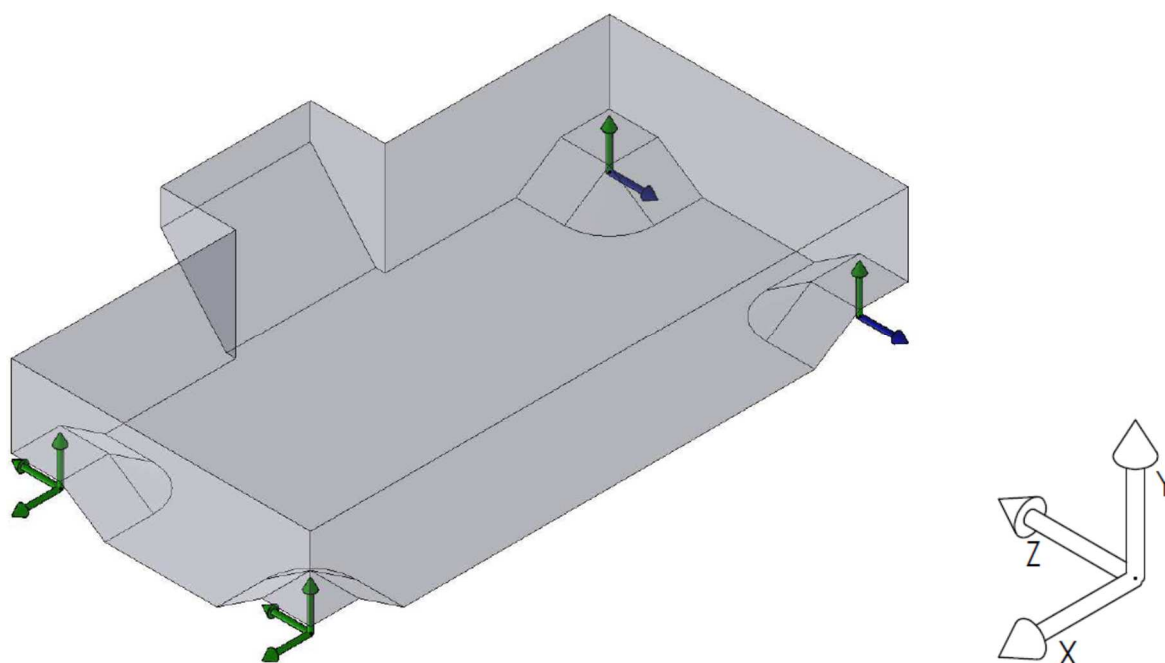
$$k_m = \frac{m_{reálná}}{m_{modelu}} = 1,081081$$

PŘÍČENÍ

V kapitole 3.2 byl proveden výpočet sil příčení dle normy, tyto síly však působí na všechny kola a jejich aplikování by znemožnilo vytvoření vazeb, proto byly místo nich použity síly ekvivalentní a Restrain set RP0B5 dle tabulky 13. Výpočet ekvivalentních sil vychází z celkového momentu, který při příčení působí na kočku.

$$F_e = F_p \frac{h}{2l} = 75,74 \text{ [kN]}$$

Síla příčení je umístěna do 2 podvozků na stejné straně.



Obr. 19 Schéma příčení (vazby zeleně, síly modře)

NÁRAZ KOČKY

V kapitole 3.3 byl proveden výpočet sil na nárazníky, Restrain set pro náraz kočky RP0NK však znemožňuje jejich požití. Náraz byl simulován zpomalením kočky vypočteným z těchto sil.

$$a_{NK} = \frac{2F_N}{m_k} = 1,04 [ms^{-2}]$$

NÁRAZ MOSTU

V kapitole 3.3 byl proveden výpočet sil na nárazníky mostu, ty však nejsou součástí modelu, proto byl náraz mostu simulován zpomalením kočky vypočteným z těchto sil.

$$a_{NM} = \frac{2F_N}{(m_m + m_k)} = 2,875 [ms^{-2}]$$

POUŽITÉ ZATĚŽOVACÍ STAVY

Tab. 14 Jednotlivé zatěžovací stavy

Označení	Velikost síly [N] nebo zrychlení [m/s ²]	Směr	Kombinace zatížení	Popis
G	9,81	-y	všechny	Gravitace
FY0	48000 · 9,81	-y	A0	Jen traverza
FY1	408000 · 9,81	-y	A1, B5, C4	Celkové břemeno
AK	0,15	+z	A1	Pojezd kočky
AM	0,2	-x	A1	Pojezd mostu
ANK	1,04	+z	C4	Náraz kočky
ANM	2,875	-x	C4	Náraz mostu
FYAK	408000 · 0,15	+z	A1	Setrvačnost břemene při pojezdu kočky
FYAM	408000 · 0,2	+x	A1	Setrvačnost břemene při pojezdu mostu
FZP	75740	+z	B5	Příčení

4.6 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Kombinace zatížení byly vytvořeny vynásobením zatěžovacích stavů příslušnými součiniteli a následným sečtením. V tabulce jsou uvedeny vzorce pro výpočet kombinace zatížení A1 (pojezd kočky ve směru +z nebo -z, pojezd mostu pouze ve směru +x, nefunkční podvozek 1 nebo 2 nebo žádný, únava), vzorce pro ostatní kombinace zatížení jsou v příloze [Příloha 3].

Tab. 15 Kombinace zatížení

Označení	Restrain set	Rovnice
A1_ZP0	RP0AM	$1.476G + 1.655FY1 + 1.742AK + 1.742AM + 1.742FYAK + 1.742FYAM$
A1_ZZP0	RP0AM	$1.476G + 1.655FY1 - 1.742AK + 1.742AM - 1.742FYAK + 1.742FYAM$
A1_ZP1	RP1AM	$1.476G + 1.655FY1 + 1.742AK + 1.742AM + 1.742FYAK + 1.742FYAM$
A1_ZZP1	RP1AM	$1.476G + 1.655FY1 - 1.742AK + 1.742AM - 1.742FYAK + 1.742FYAM$
A1_ZP2	RP2AM	$1.476G + 1.655FY1 + 1.742AK + 1.742AM + 1.742FYAK + 1.742FYAM$
A1_ZZP2	RP2AM	$1.476G + 1.655FY1 - 1.742AK + 1.742AM - 1.742FYAK + 1.742FYAM$
UA1_ZP0	RP0AM	$1.21G + 1.2353FY1 + 1.3AK + 1.3AM + 1.3FYAK + 1.3FYAM$
UA1_ZZP0	RP0AM	$1.21G + 1.2353FY1 - 1.3AK + 1.3AM - 1.3FYAK + 1.3FYAM$

5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Norma ČSN EN 13001-3-1+A1 kapitola 4.2.1 [2] udává jmenovité hodnoty napětí a návrhové hodnoty napětí únosnosti nosných částí jeřábů.

Tab. 16 Stanovené hodnoty oceli S355 pro nosné prvky [2]

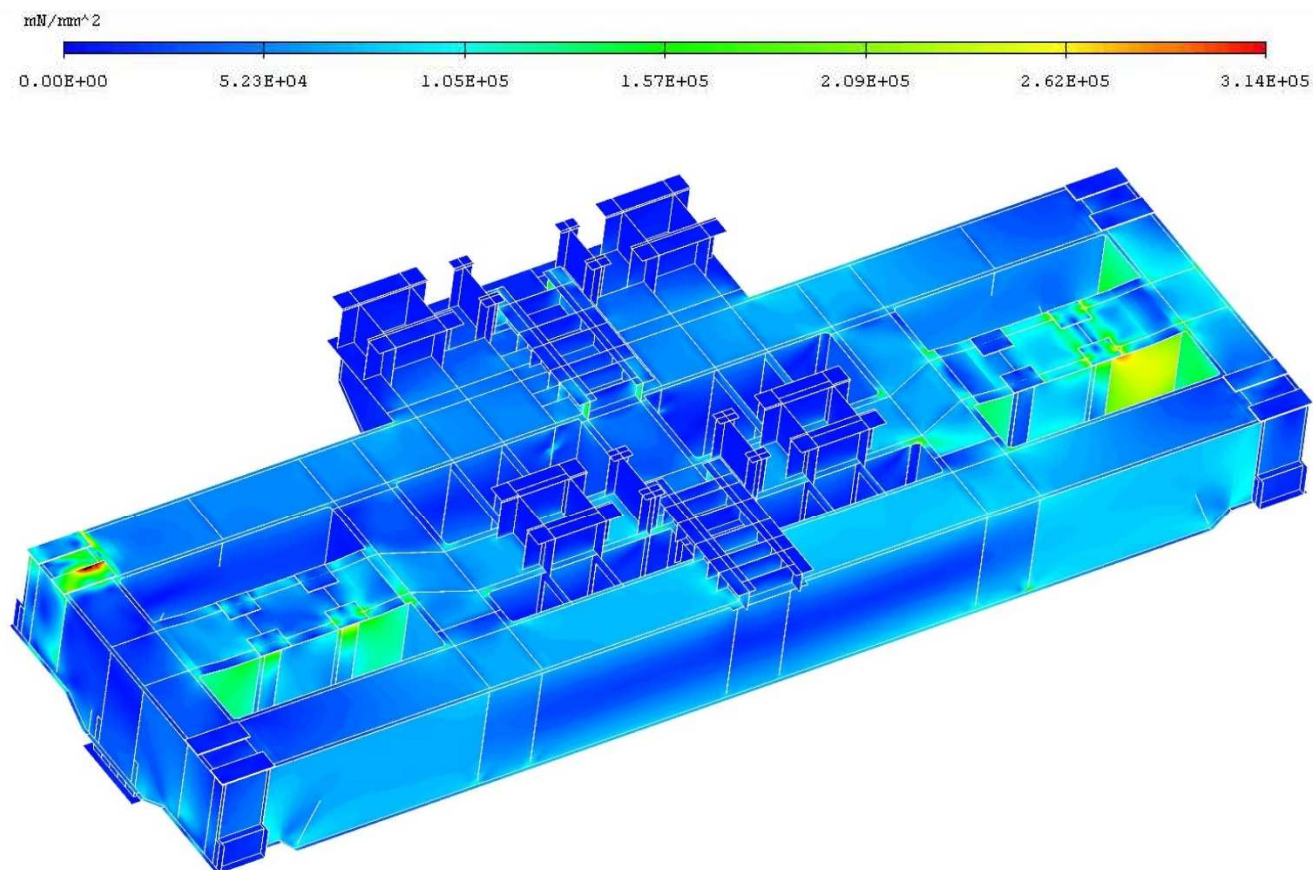
Ocel	Tloušťka t [mm]	Jmenovitá hodnota		Návrhová hodnota únosnosti (při $\gamma_{Rm} = 1,1$)	
		Meze kluzu f_y [MPa]	Meze pevnosti f_u [MPa]	Normálová f_{Rd} [MPa]	Ve smyku f_{Rd} [MPa]
S355	$t \leq 16$	355	490	323	186
	$16 < t \leq 40$	345		314	181
	$40 < t \leq 63$	335		305	176

Výsledky byly porovnávány s nejnižší hodnotou návrhové únosnosti $f_{RD}=314$ [MPa]. Tyto hodnoty platí pro materiál S355 tloušťky 40 [mm] a menší, pro plechy o tloušťce menší než 16 [mm] platí $f_{RD}=323$ [MPa], tato hodnota byla použita pouze pokud napětí v příslušných částech rámu (stojiny a pásnice příčnicku R3) přesahovalo výše uvedenou návrhovou únosnost. Tloušťku 40 [mm] přesahují (50 [mm]) pouze stoličky převodovek a stoličky vážícího rámu, ty však nebyly posuzovány, protože jejich selhání není možné. Pro zjednodušení bylo posuzováno napětí Von Mises (HMH; $\sigma_{HMH} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$), které je větší než normálové nebo smykové (nebo stejné, pokud je smykové napětí 0), ty byly posuzovány jednotlivě pouze v případě, kdy napětí HMH přesahovalo návrhovou hodnotu únosnosti. Pro každou kombinaci zatížení byla vyhodnocena velikost deformací a velikost napětí v místech neovlivněných napětíovými špičkami, napětíové špičky byly vyhodnoceny samostatně.

5.1 KOMBINACE ZATÍŽENÍ A1

A1_ZP0

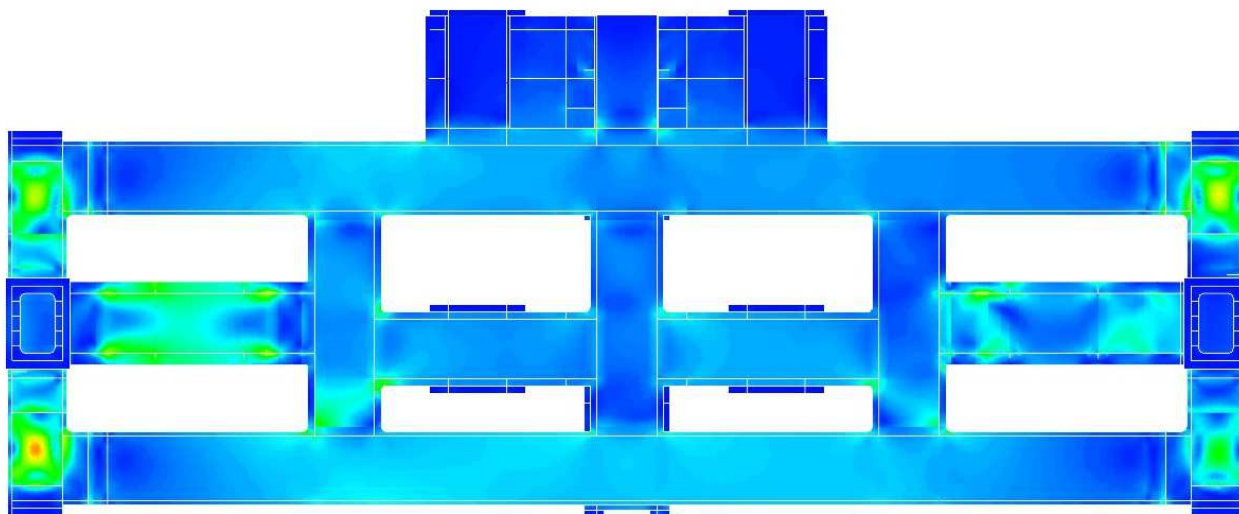
Kombinace zatížení A1 s pojezdem kočky dopředu (+Z), pojezdem mostu doleva (+X) a 4 funkčními podvozky.



Obr. 20 Napětí HMH A1_ZP0

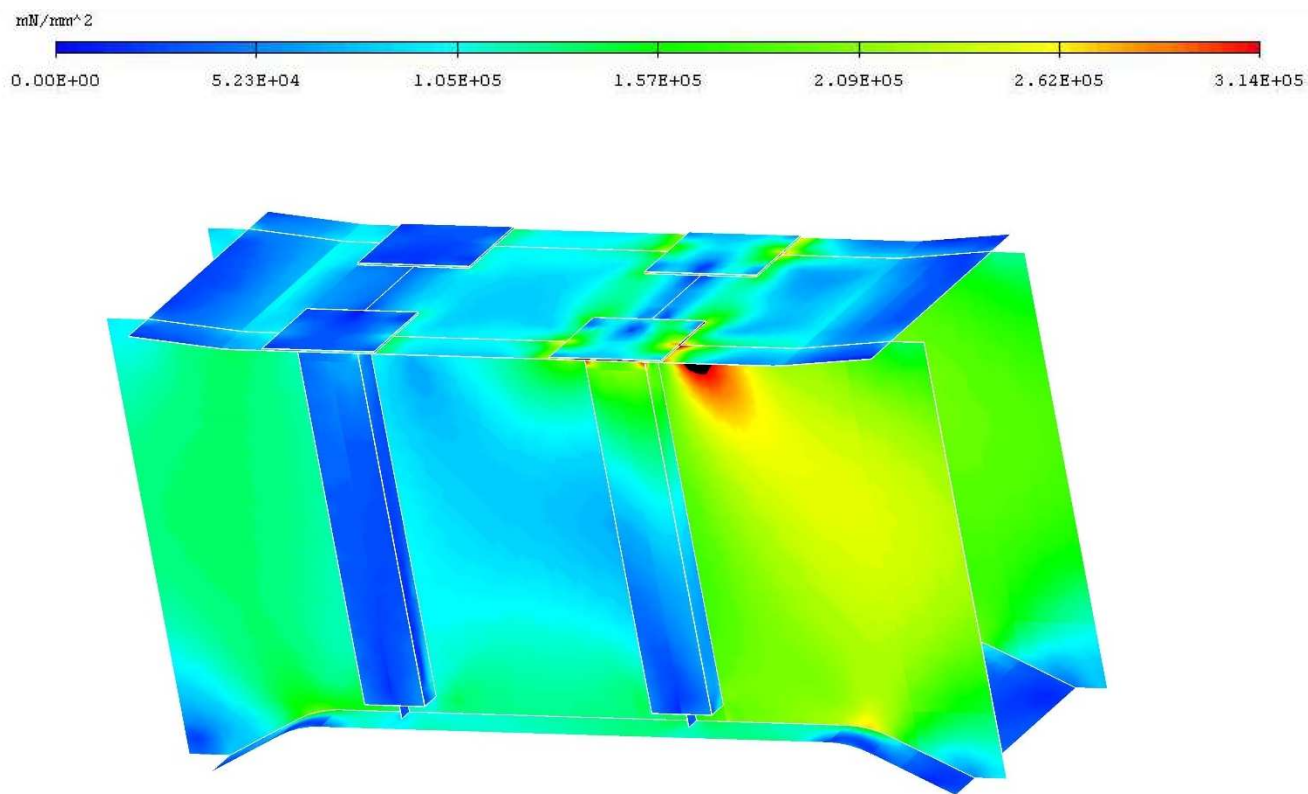
Nejvíce namáhaná jsou místa, kde jsou spojeny podvozky s rámem, nosníky R6, na kterých jsou umístěny vážicí rámy, příčníky R3 a oblasti, kde je spojen buben s rámem.

Maximální napětí v oblasti podvozků dosahuje přibližně 270 [MPa], což vyhovuje podmínce návrhové únosnosti 314 [MPa].



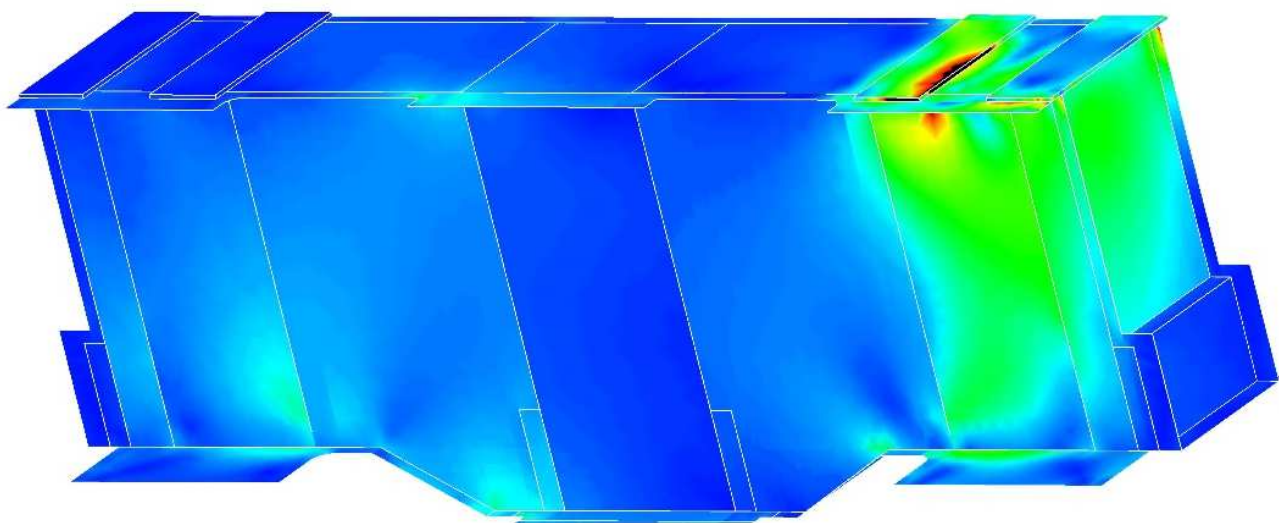
Obr. 21 Napětí HMH A1_ZP0 - pohled zespodu

Maximální napětí v nosnících R6 mimo napět'ové špičky dosahuje přibližně 250 [MPa], což vyhovuje podmínce návrhové únosnosti 314 [MPa].



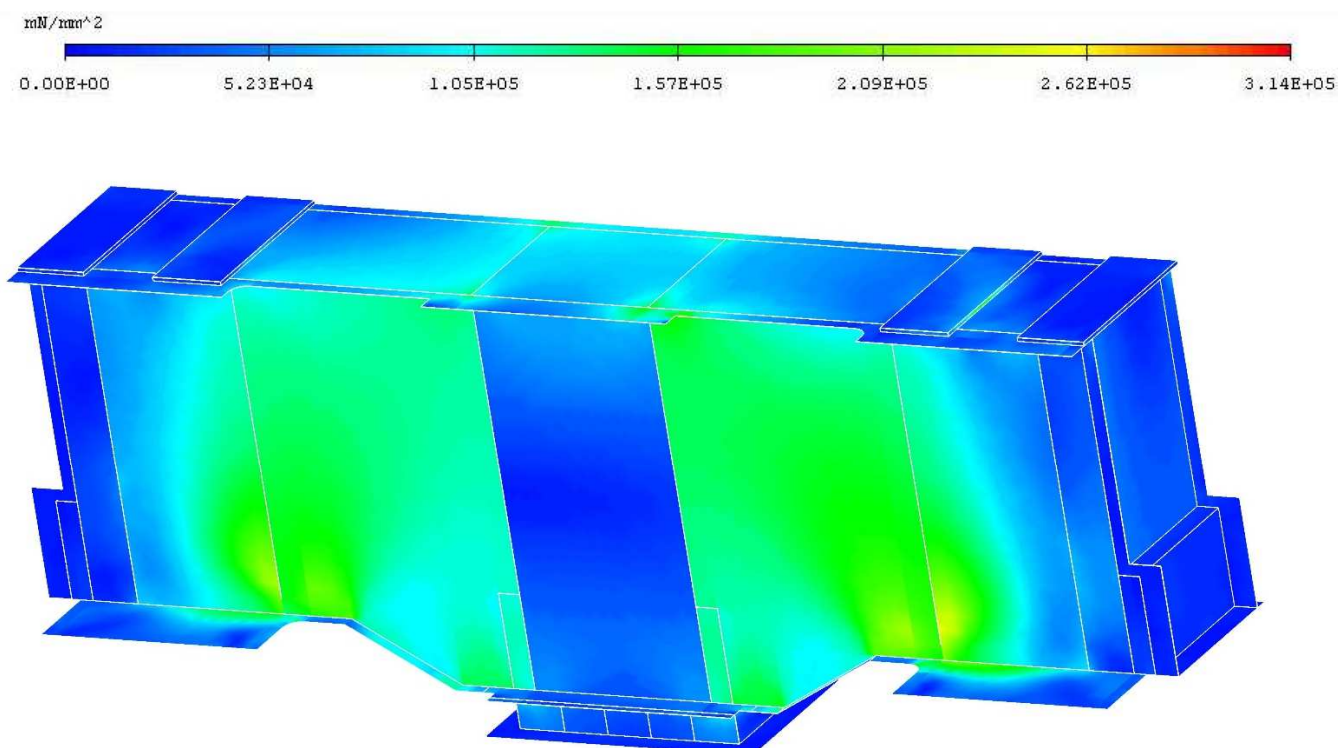
Obr. 22 Napětí HMH A1_ZP0 - nosník R6

Maximální napětí v oblasti spojení bubnu s rámem mimo napět'ové špičky dosahuje přibližně 200 [MPa], což vyhovuje.



Obr. 23 Napětí HMH A1_ZP0 – stoličky bubnu/spojovací převodovky

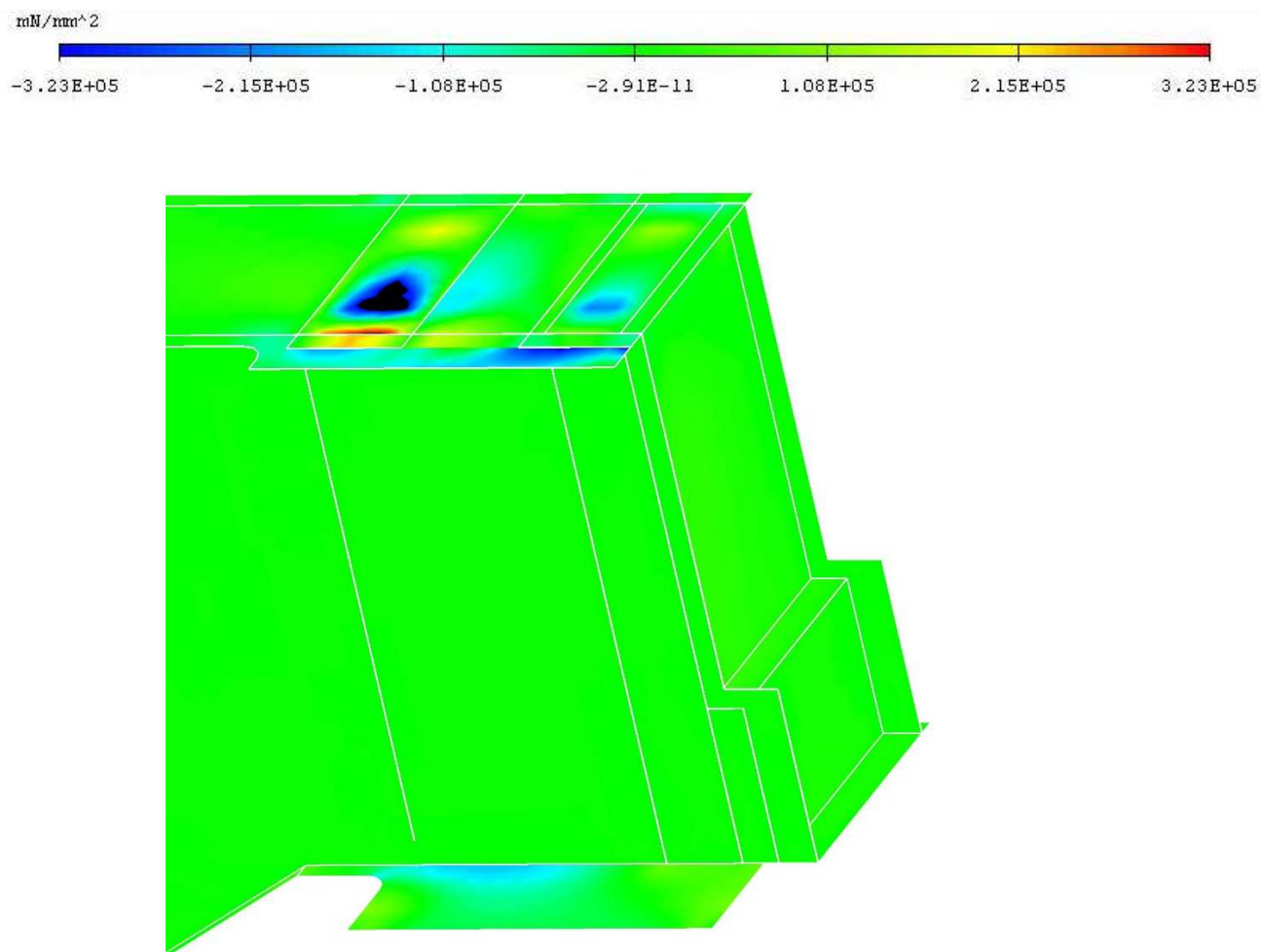
Maximální napětí v příčnících R3 mimo napět'ové špičky dosahuje přibližně 200 [MPa], což vyhovuje.



Obr. 24 Napětí HMH A1_ZP0 – příčník R3

Vyskytují se zde také 2 již zmíněné napět'ové špičky, které přesahují dovolené napětí (černá místa). Mohou být způsobeny skokovou změnou tuhosti, skořepinový model se v místech napojení plechů nechová zcela reálně. Pokud tyto napět'ové špičky nejsou způsobeny nereálným chováním modelu nebo zjednodušeným vyhodnocením průběhu napětí (HMH), mohly by při provozu působit problémy.

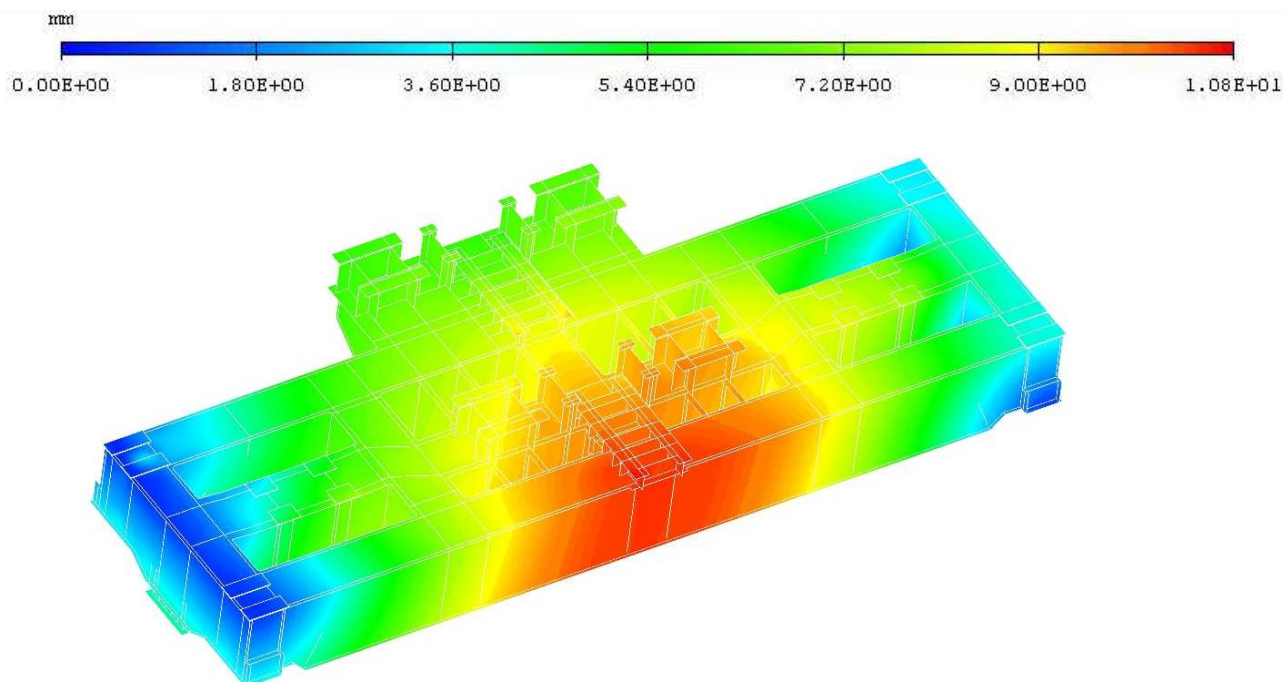
Napět'ová špička na příčníku R3 v místě stoličky bubnu není ovlivněna smykovým napětím (je blízké 0) a její velká část se nachází mimo místo napojení plechů. Tato napět'ová špička byla podrobněji rozebrána v kapitole 6.1.



Obr. 25 Napětí σ_x A1_ZP0 – příčník R3

Napětíová špička na nosníku R6 (Obr. 22) je ovlivněna smykovým napětím, samotné normálové a smykové napětí nepatrně převyšují 323/186 [MPa]. Špička je také ovlivněna skokovou změnou tuhosti v místě napojení pásnice a stojiny. Zatížení do tohoto místa je přenášeno od lan přes horní kladnici, vážicí rám a váhová čidla, tyto komponenty jsou považovány za dokonale tuhé a neovlivňují výsledné napětí, což není reálné. V provozu by tato napětíová špička neměla nastat.

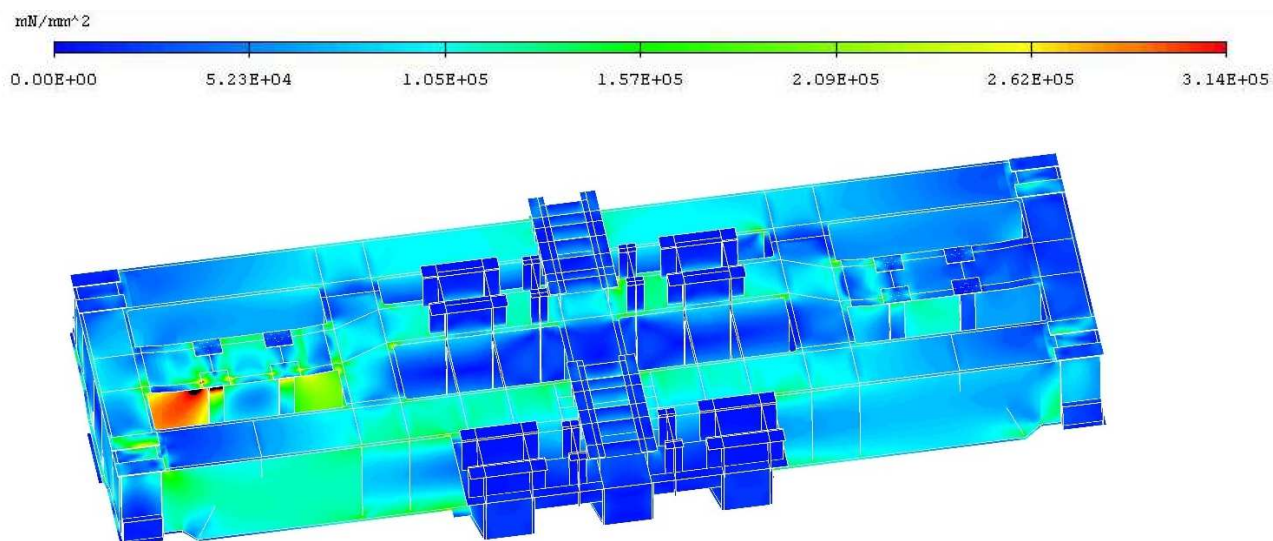
Rám se deformuje dle očekávání – v protisměru zrychlení pojezdů. Maximální průhyb je 10,8 [mm], což vyhovuje.

*Obr. 26 Deformace A1_ZP0*

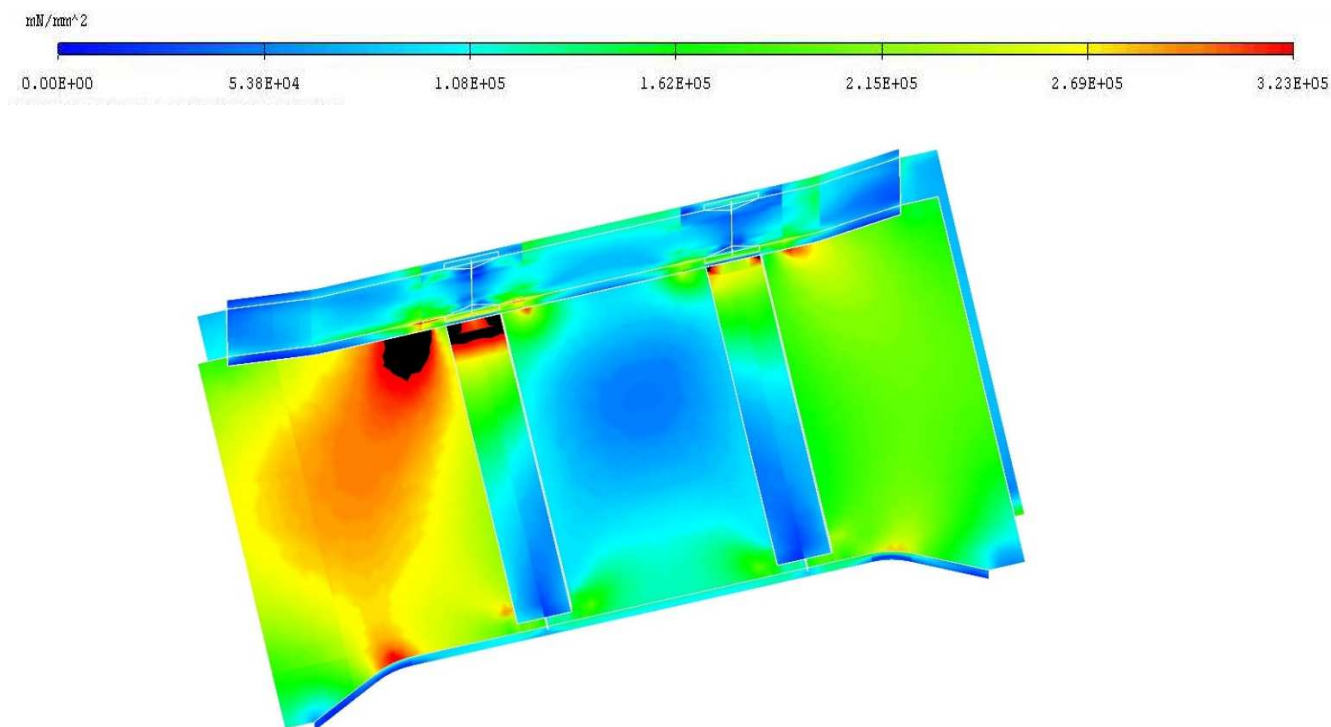
A1_ZZP0

Kombinace zatížení A1 s pojezdem kočky dozadu (-ZZ), pojezdem mostu doleva (+X) a 4 funkčními podvozky.

Nejvíce namáhaná místa i maximální hodnoty napětí v těchto místech jsou téměř stejné jako v předchozí kombinaci zatížení. Totéž platí pro deformaci, ta je svou velikostí takřka stejná, ale vyskytuje se na opačné straně kočky. **Rám kočky vyhovuje z hlediska pevnosti při kombinaci zatížení A1** (nebezpečné napěťové špičky jsou řešeny v kapitole 6).

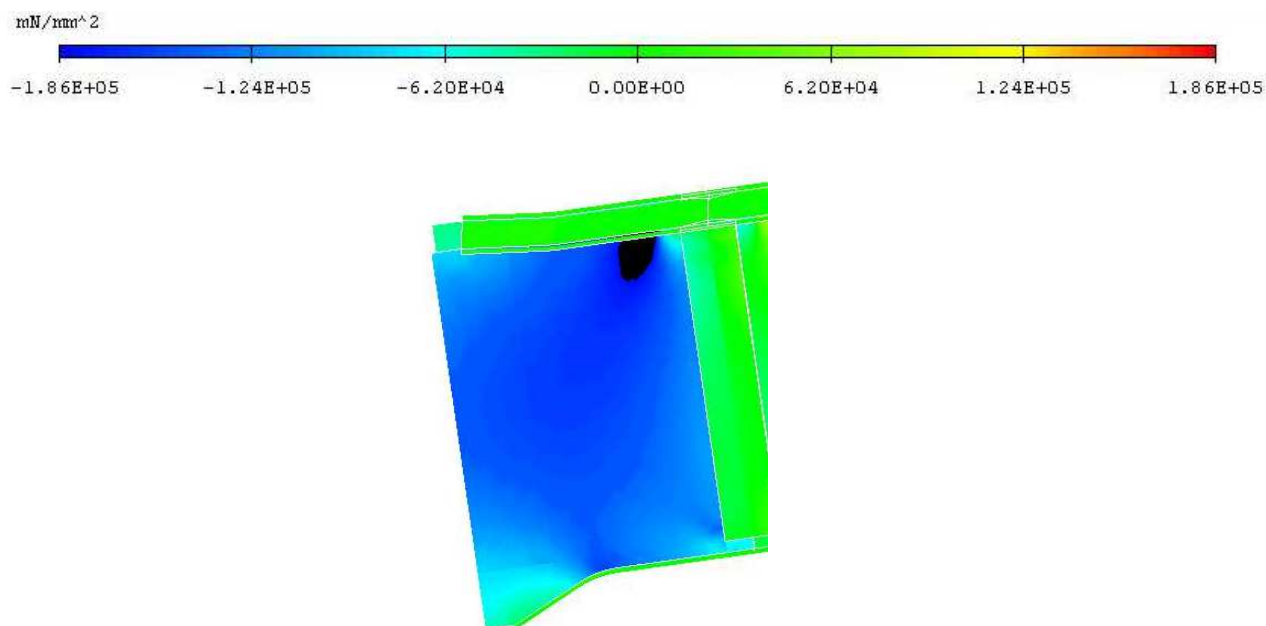
*Obr. 27 Napětí HMH A1_ZZP0*

Na nosníku R6 se vyskytují 2 napěťové špičky.



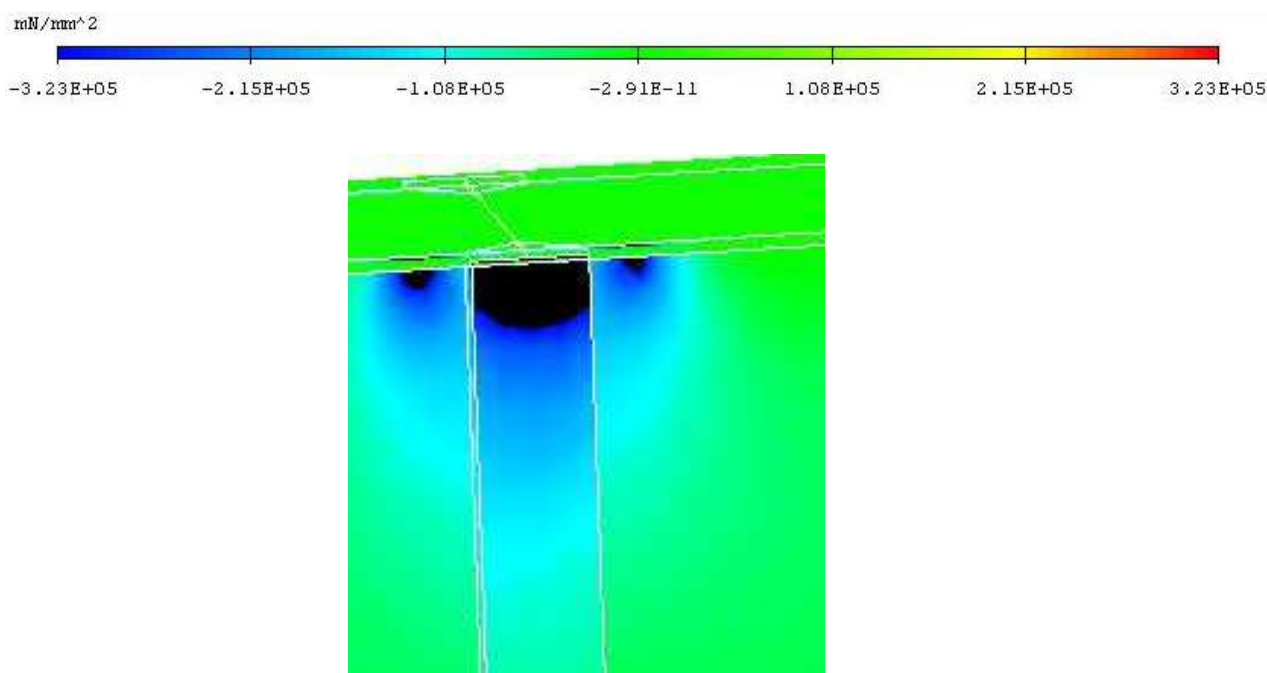
Obr. 28 Napětí σ_{HH} A1_ZZP0 - nosník R6

Napěťová špička na stojině je ovlivněná smykovým napětím a částečně i rozdílem tuhostí v oblasti napojení stoličky na pásnici. Smykové napětí přesahuje návrhovou hodnotu 186 [MPa] přibližně o 40 [MPa]. Tato napěťová špička byla podrobněji rozebrána v kapitole 6.3.



Obr. 29 Napětí τ_{xy} A1_ZZP0 - nosník R6

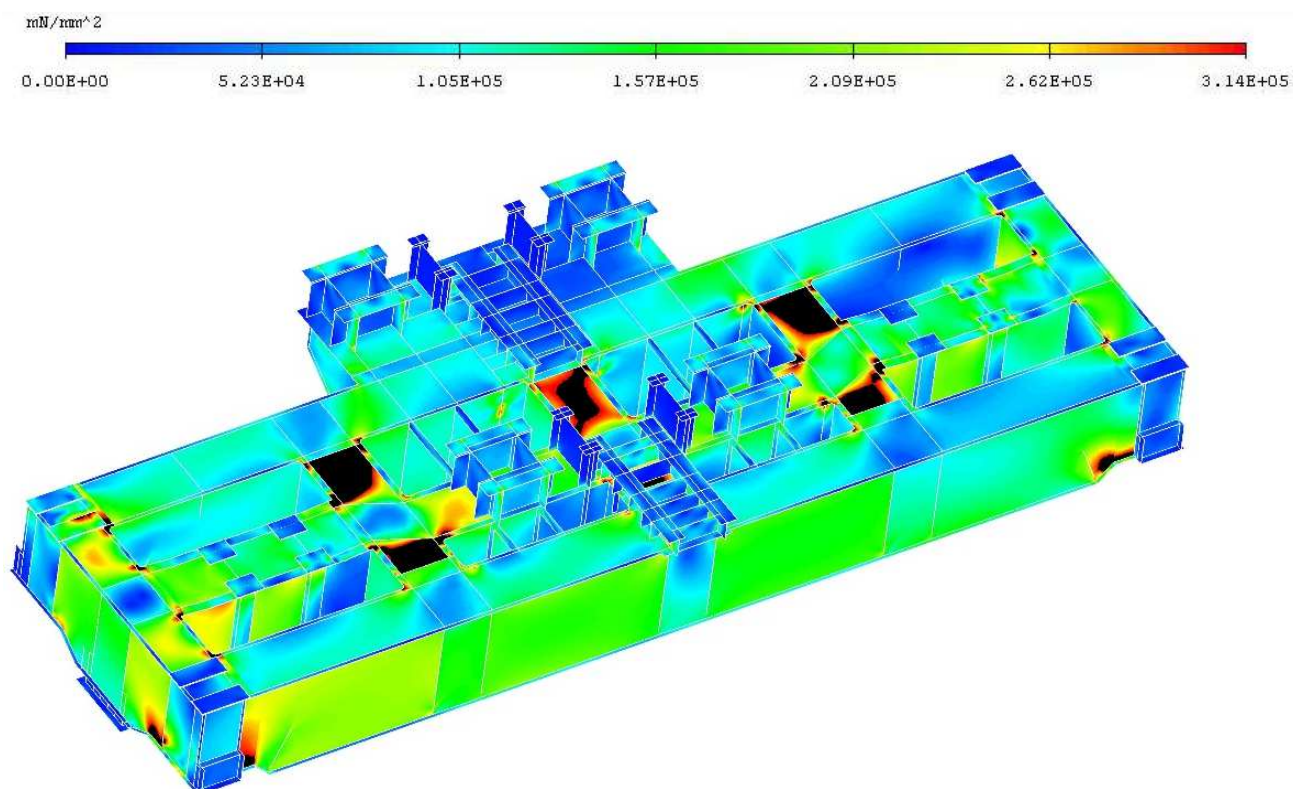
Napěťová špička na výztuži je ovlivněna změnou tuhosti, ale neovlivňuje ji smykové napětí (je blízké 0). Normálové napětí přesahuje návrhovou hodnotu 323 [MPa] přibližně o 50 [MPa]. Tato napěťová špička byla podrobněji rozebrána v kapitole 6.2.



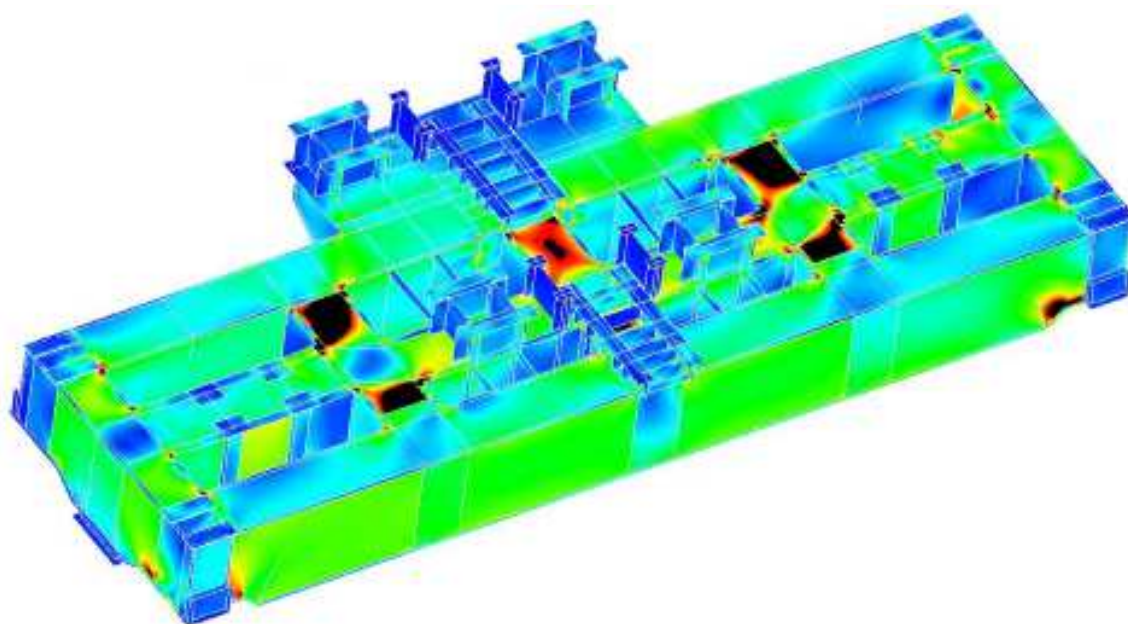
Obr. 30 Napětí σ_{A1_ZZP0} – nosník R6

A1_ZP1 a A1_ZZP1

Kombinace zatížení A1 s pojezdem kočky dopředu (+Z) nebo dozadu (-ZZ), pojezdem mostu doleva (+X) a 3 funkčními podvozky, podvozek 1 nepřenáší zatížení např. z důvodu deformace kolejnice. Tento stav představuje chování kočky při minimální deformaci kolejnice odpovídající maximální deformaci modelu rámu kočky v místě chybějícího podvozku.

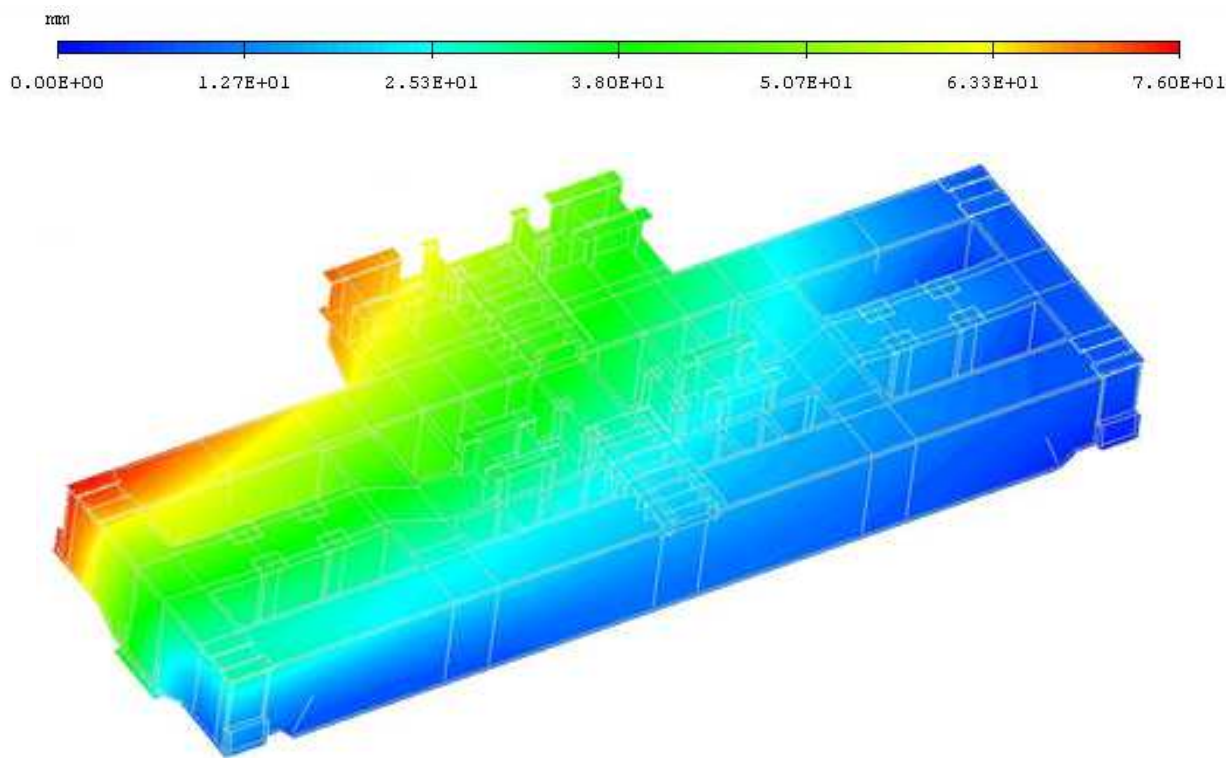


Obr. 31 Napětí HMH A1_ZP1



Obr. 32 Napětí HMH A1_ZZP1

Napětí na příčnicích výrazně převyšuje dovolené napětí, jeho příčinou je velmi velké kroucení rámu kočky zapříčiněné absencí jedné podpory.



Obr. 33 Deformace A1_ZP1

Maximální deformace v místě vynechaného podvozku je 75 [mm] (pro obě kombinace zatížení). Takto velká deformace je v běžném provozu nereálná a i výsledky A1_Z3P1 a A1_ZZ3P1 jsou tedy nereálné, proto byla provedena aproximace dle následujícího vzorce.

$$\frac{\text{maximální reálná deformace}}{\text{maximální dosažená deformace}} A1_ZP1 + \left(1 - \frac{\text{maximální reálná deformace}}{\text{maximální dosažená deformace}}\right) A1_ZP0$$

Tolerancemi pro jeřábové dráhy se zabývá norma ČSN ISO 12488-1 [7].

Dle tabulky 3 je maximální možná tolerance výšky bodu kontaktu kol Δhr pro rozchod kol větší než 2 [m] a toleranční třídu 1 rovna 3,2 [mm].

Dle tabulky 5 se výšková tolerance bodů kontaktu kol vypočítá ze vzorce:

$$\Delta hr = [1,6 + 0,1(S - 2)] = 2,6 [mm]$$

Kde:

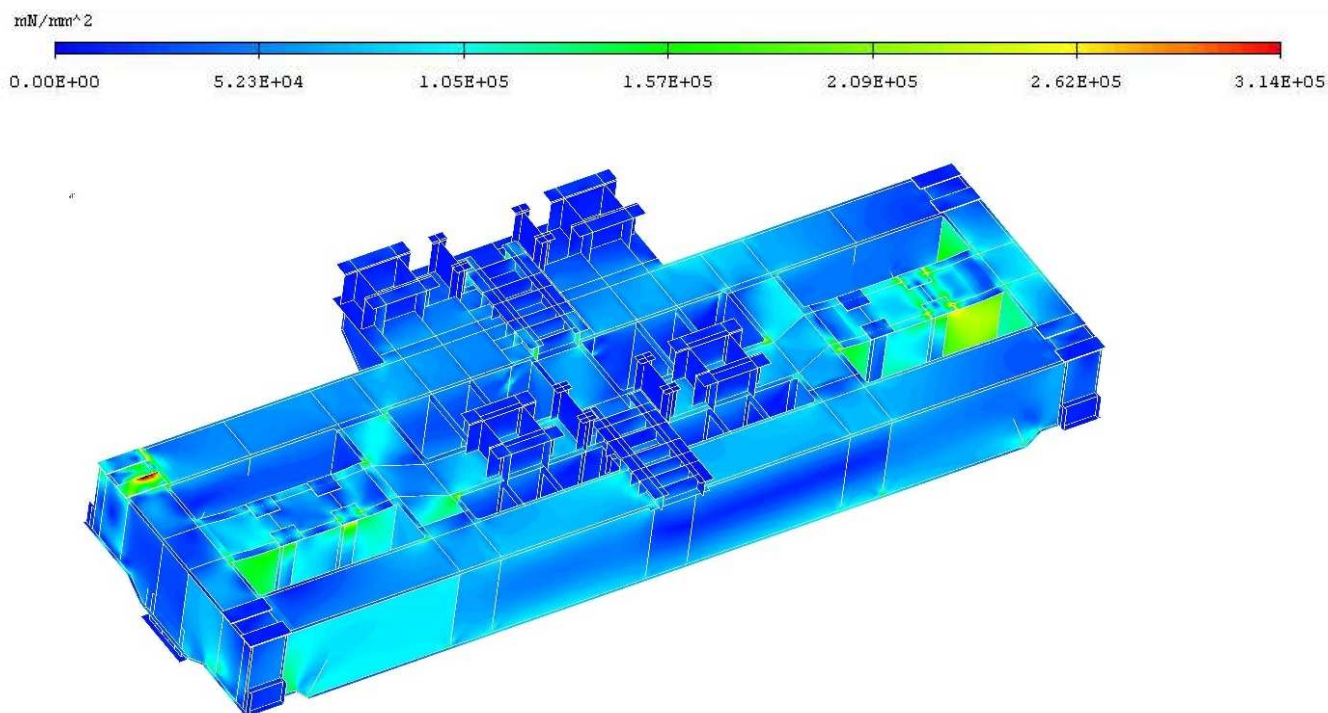
$S = 12 [m]$ rozchod kol v [m]

Δhr tolerance v [mm]

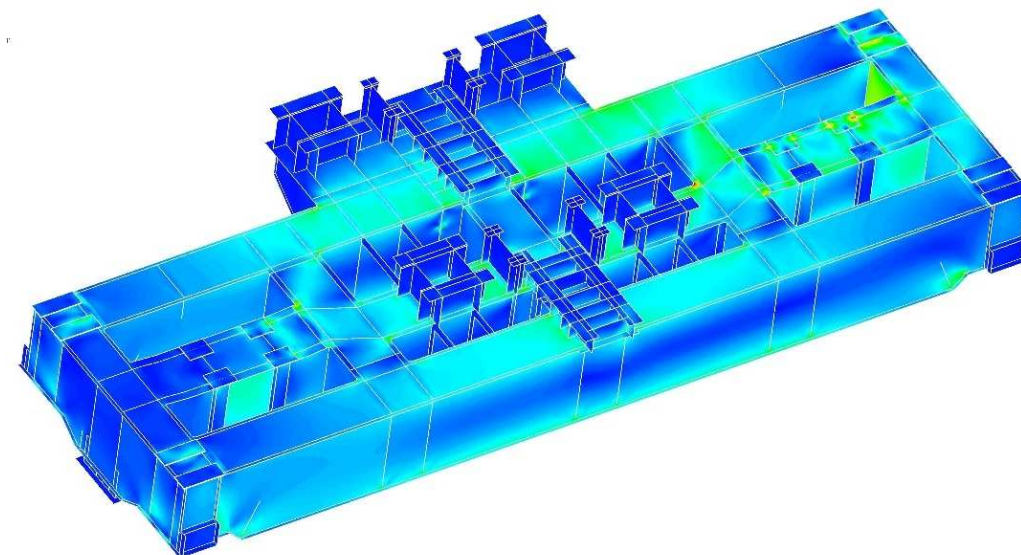
Výsledná výšková tolerance bodu kontaktu kola s kolejnicí je součtem těchto dílčích tolerancí.

$$\sum \Delta hr = 5,8 [mm]$$

Pro vyhodnocení byla uvažována nejhorší možná situace – jeřábová dráha je deformována v místech 2 nejvzdálenějších podvozků, celková deformace je tedy dvojnásobná: **11,6 [mm]**.



Obr. 34 Napětí HMH A1_ZP1 - aproximace



Obr. 35 Napětí HMH A1_ZZP1 - aproximace

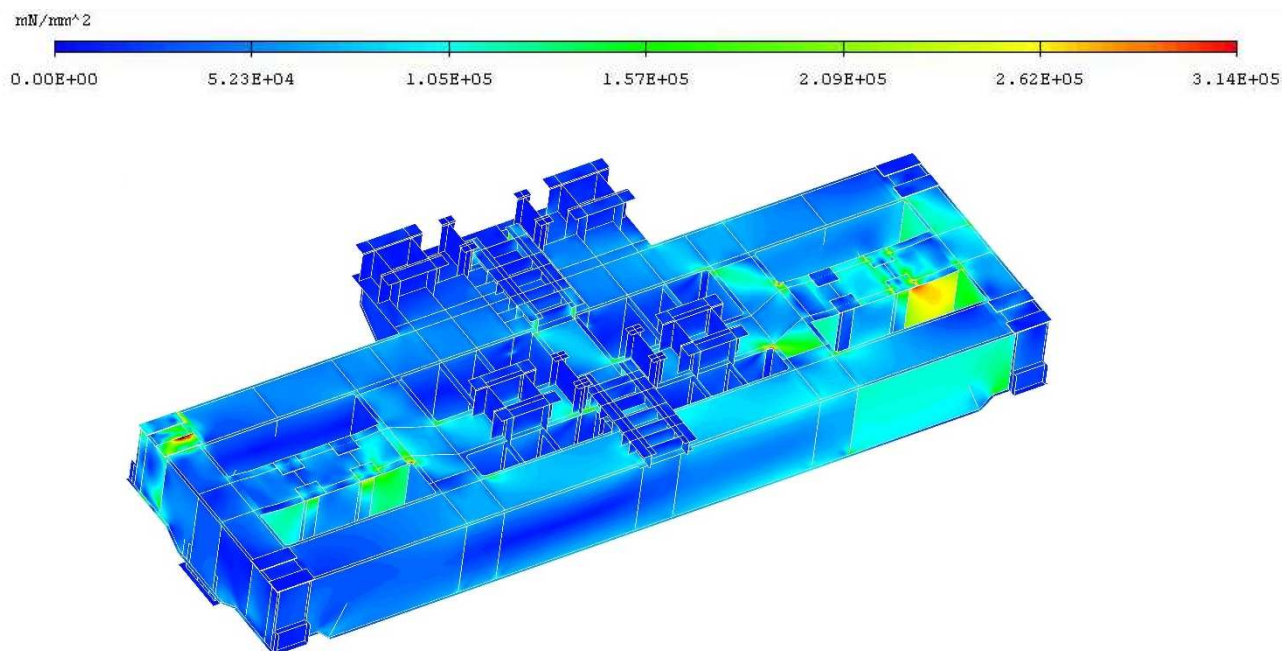
Průběhy napětí jsou obdobné, jako u kombinace zatížení A1 s pojezdem po všech 4 podvozcích. Rozdílem je vyšší napětí v příčnicích způsobené kroucením rámu kočky a vznik napětíových špiček v místech vynechaných rádiusů na pásnicích. Tyto špičky jsou způsobené zjednodušením modelu, není tedy nutné je řešit.

Mimo špičky napětí nepřesahuje dovolenou mez 314 [MPa] – **vyhovuje**.

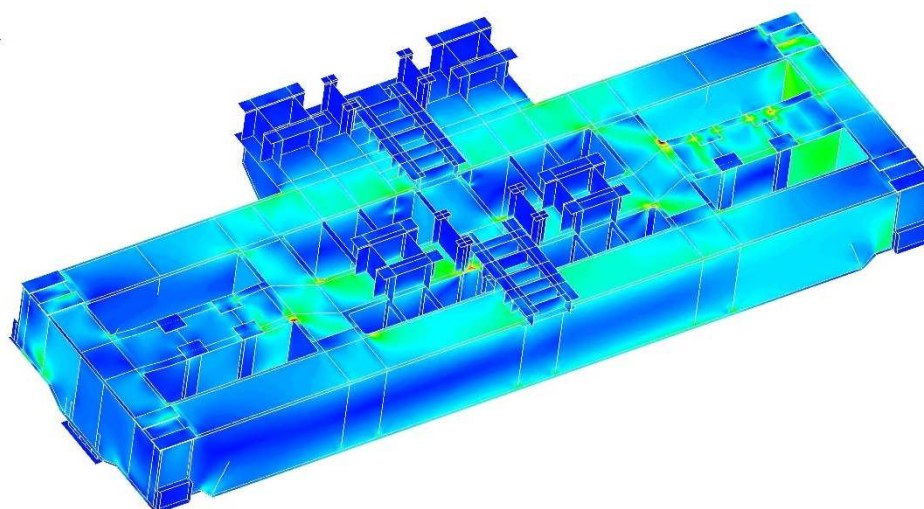
A1_ZP2 a A1_ZZP2

Kombinace zatížení A1 s pojezdem kočky dopředu (+Z) nebo dozadu (-ZZ), pojezdem mostu doleva (+X) a 3 funkčními podvozky, podvozek 2 nepřenáší zatížení např. z důvodu deformace kolejnice. Tento stav představuje chování kočky při minimální deformaci kolejnice odpovídající maximální deformaci modelu rámu kočky v místě chybějícího podvozku.

Nastal zde obdobný problém jako u předchozích výsledků. Maximální deformace v místě vynechaného podvozku je 45 [mm], což je nereálné, byla tedy provedena aproximace.



Obr. 36 Napětí HMH A1_ZP2 - aproximace



Obr. 37 Napětí HMH A1_ZZP2 - aproximace

Průběh napětí je obdobný jako v předcházejícím případě.

Mimo špičky napětí nepřesahuje dovolenou mez 314 [MPa] – **vyhovuje**.

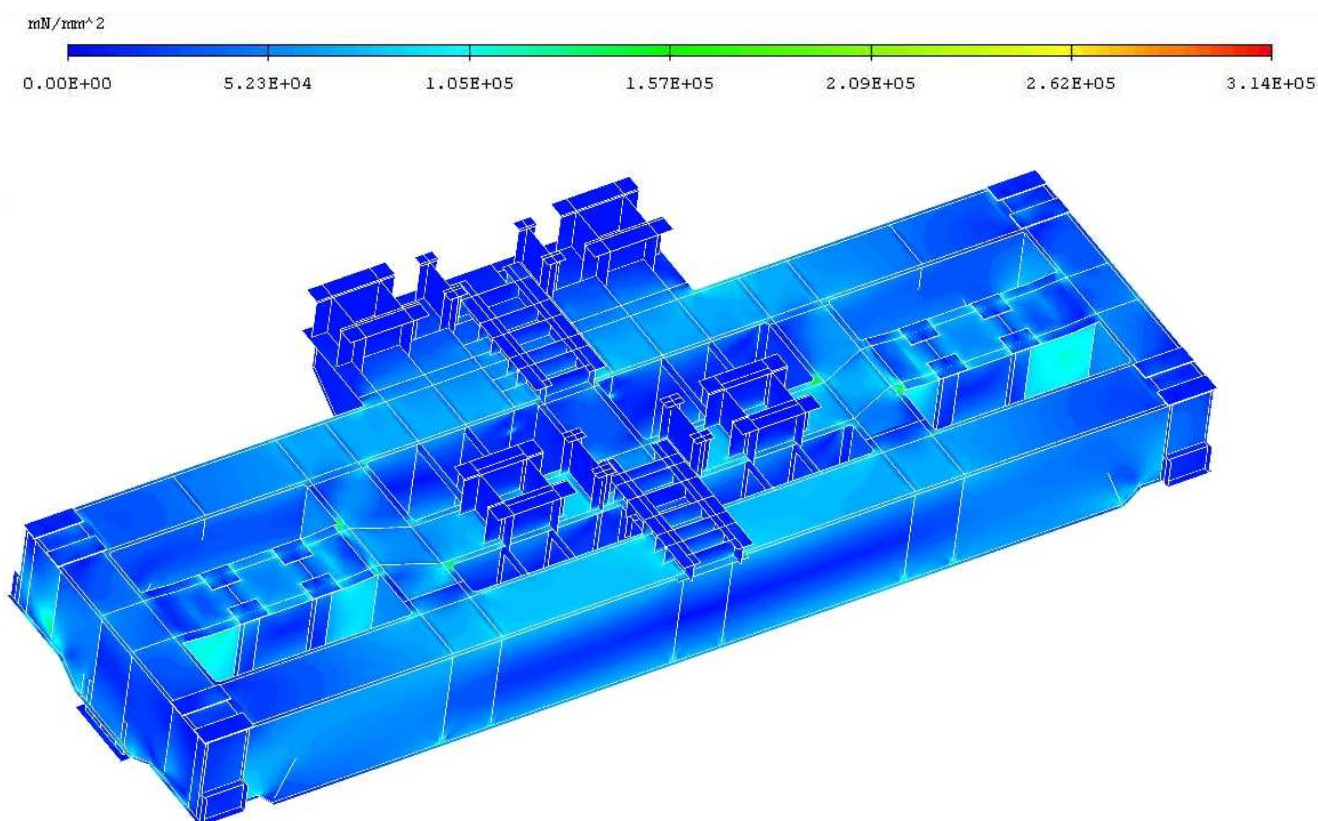
5.2 KOMBINACE ZATÍŽENÍ B5

B5_Z a B5_ZZ

Kombinace zatížení B5 – příčeni při pojezdu kočky konstantní rychlostí dopředu (+Z) nebo dozadu (-ZZ) a 4 funkčními podvozky.

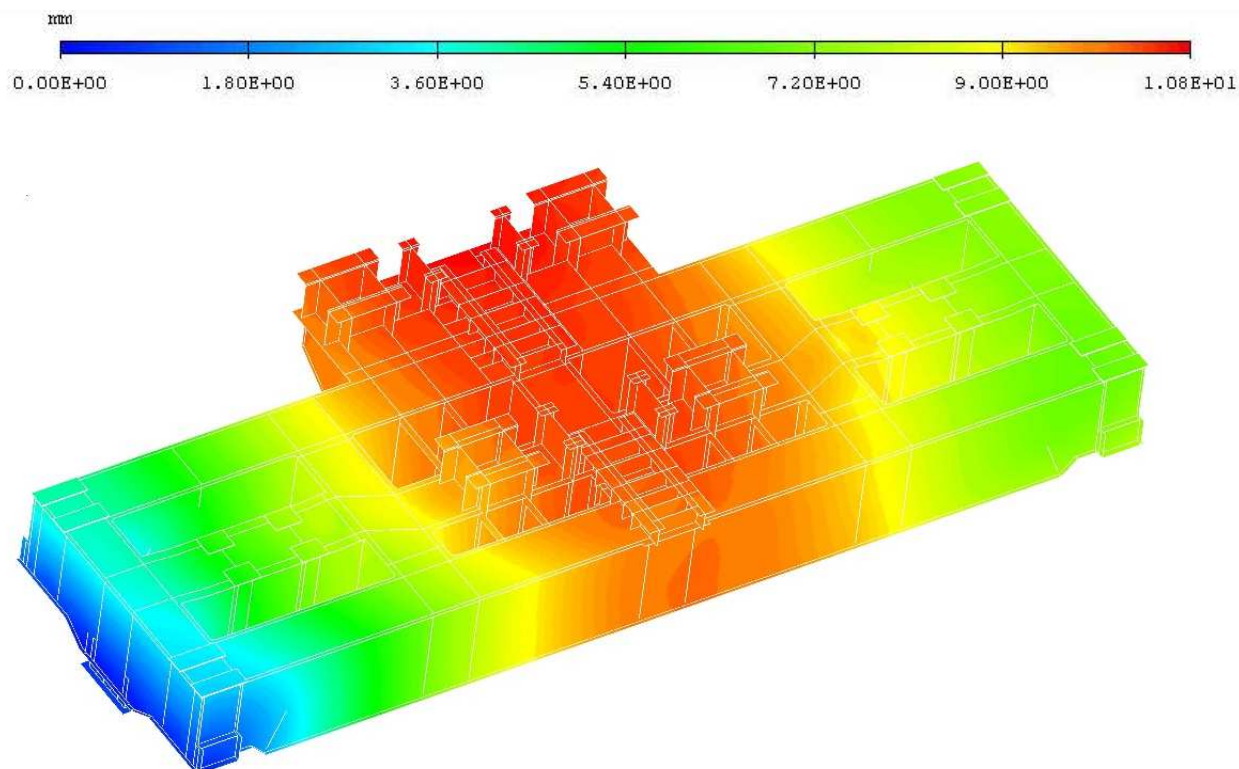
V obou kombinacích zatížení nedošlo k překročení návrhové únosnosti. Nejvíce namáhané jsou nosníky R6. Maximální napětí mimo napěťové špičky dosahuje přibližně 120 [MPa] a v napěťových špičkách přibližně 290 [MPa].

Obě kombinace zatížení B5 nejsou rozhodující.



Obr. 38 Napětí HMH B5_Z

Maximální deformace je v obou případech stejná: 10,6 [mm].



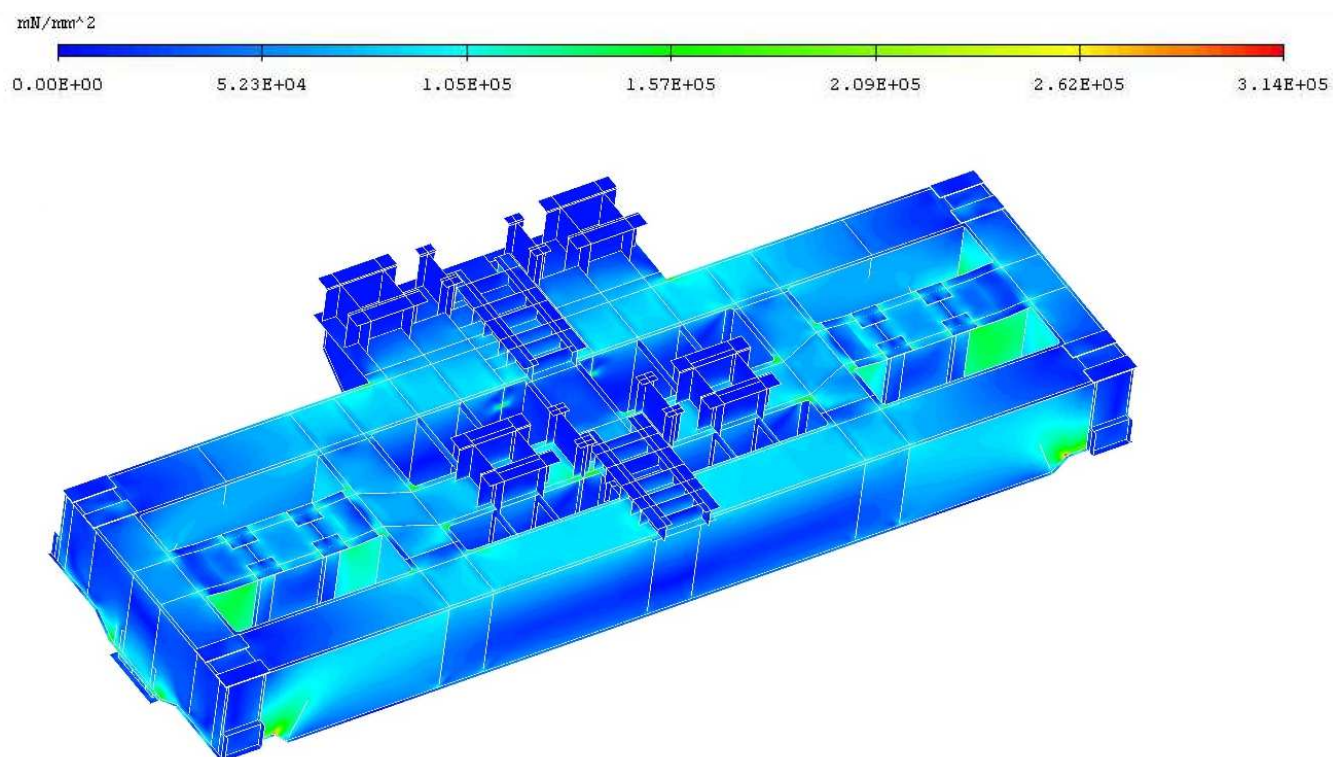
Obr. 39 Deformace B5_Z

5.3 KOMBINACE ZATÍŽENÍ C4

C4_Z A C4_ZZ

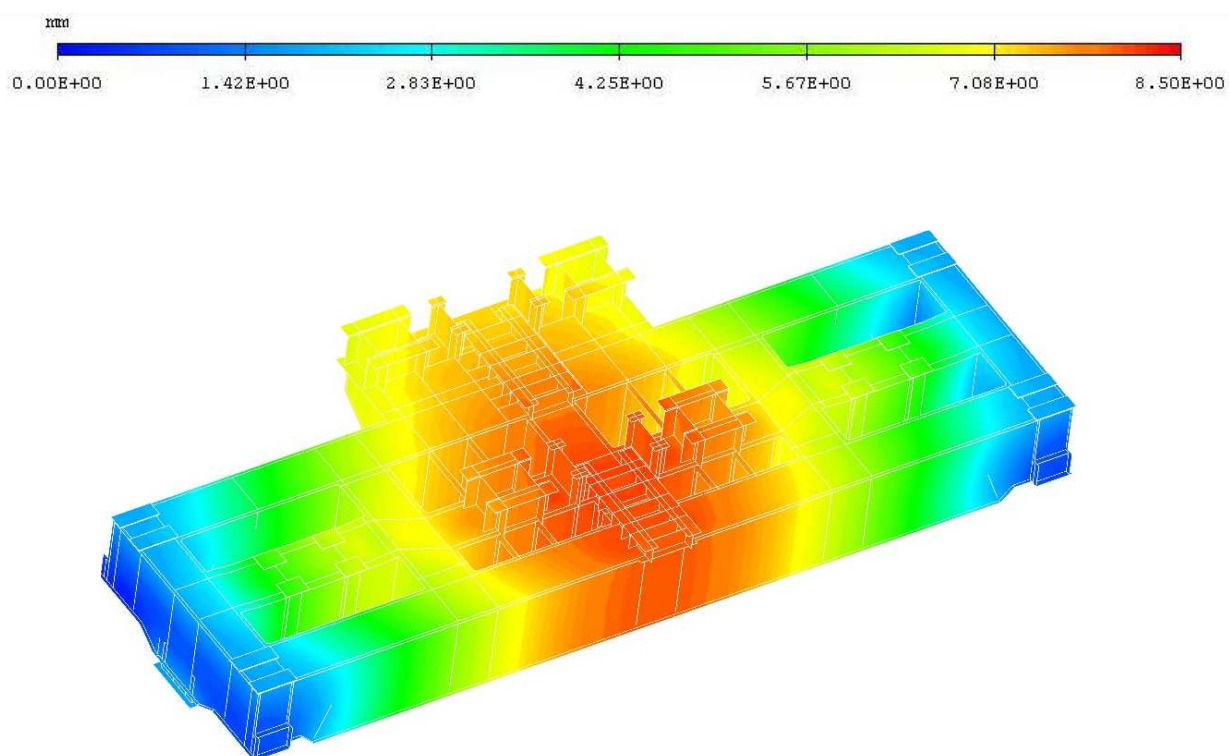
Kombinace zatížení C4 – náraz kočky při pojezdu dozadu (+Z) nebo dopředu (-ZZ) a 4 funkčními podvozky.

V obou kombinacích zatížení nedošlo k překročení návrhové únosnosti. Maximální napětí mimo napěťové špičky dosahuje přibližně 200 [MPa] a v napěťových špičkách přibližně 300 [MPa]. **Kombinace zatížení C4_Z/ZZ nejsou rozhodující.**



Obr. 40 Napětí HMH C4_Z

Maximální deformace je při pojezdu dozadu (+Z) 8,5 [mm] a při pojezdu dopředu (-ZZ) 6,3 [mm].

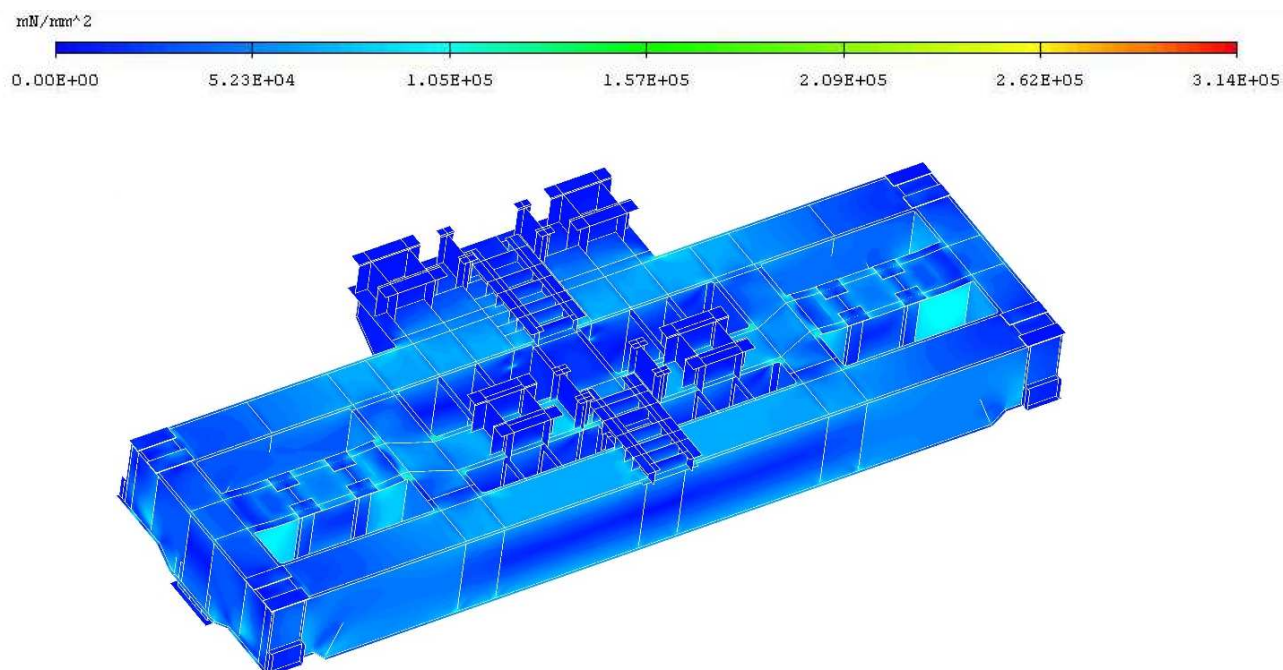


Obr. 41 Deformace C4_Z

C4_X

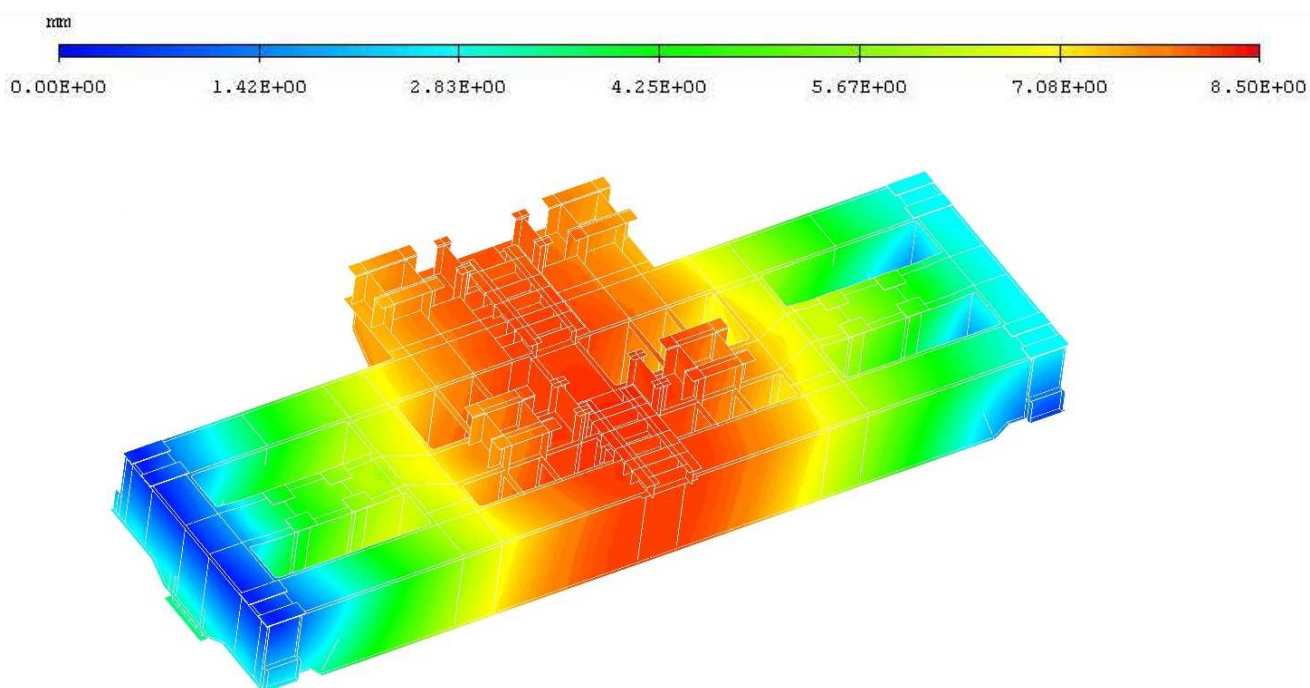
Kombinace zatížení C4 – náraz mostu při pojezdu doprava (-X) a 4 funkčními podvozky.

Maximální napětí mimo napět'ové špičky dosahuje přibližně 120 [MPa] a v napět'ových špičkách přibližně 280 [MPa]. **Kombinace zatížení C4_X není rozhodující.**



Obr. 42 Napětí HMH C4_X

Maximální deformace je 8,5 [mm].



Obr. 43 Deformace C4_X

5.4 ÚNAVA

Prokázání únavové pevnosti bylo provedeno na základě rozkmitu návrhového napětí určeného následujícími výpočty.

PARAMETR HISTORIE NAPĚTÍ

Použité normy: ČSN EN 13001-3-1+A1 kapitola 6.3.3 [4]

Přepokládaný počet pracovních cyklů, které za dobu života jeřáb absolvuje, je $2 \cdot 10^6$.

- Zatěžovací cykly

$Q_1 = 1 \cdot 360 \text{ t} \dots \dots \dots C_1 = 0,4 \cdot 10^6$	plná licí pánev
$Q_2 = 0,8 \cdot 360 \text{ t} \dots \dots \dots C_2 = 0,8 \cdot 10^6$	částečně naplněná licí pánev
$Q_3 = 0,4 \cdot 360 \text{ t} \dots \dots \dots C_3 = 0,6 \cdot 10^6$	prázdná licí pánev
$Q_4 = 0 \cdot 360 \text{ t} \dots \dots \dots C_4 = 0,2 \cdot 10^6$	bez břemene

Kde:

Q_i i-té užité břemeno

C_i i-tý počet pracovních cyklů

- Součinitel spektra zatížení

$$km = \sum_i \frac{C_i}{C} \left(\frac{Q_i}{Q} \right)^m = \left(\frac{Q_1}{Q} \right)^3 \frac{C_1}{C} + \left(\frac{Q_2}{Q} \right)^3 \frac{C_2}{C} + \left(\frac{Q_3}{Q} \right)^3 \frac{C_3}{C} + \left(\frac{Q_4}{Q} \right)^3 \frac{C_4}{C} = 0,4176$$

Kde:

$C = 2 \cdot 10^6$ celkový počet cyklů

$Q = 360 \text{ [t]}$ maximální užité hmotnost

$m = 3$ konstanta sklonu křivky σ/C

- Parametr historie napětí

$$s_m = \frac{C}{C_r} km = 0,4176$$

Kde:

$C_r = 2 \cdot 10^6 \text{ [cyklů]}$ referenční počet cyklů

TŘÍDA S HISTORIE NAPĚTÍ

Použité normy: ČSN EN 13001-3-1+A1 kapitola 6.3.4 [4]

Tab. 17 Třída S

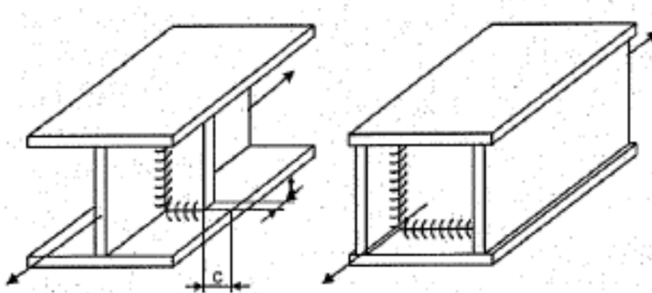
Třída	Parametr historie napětí
S6	$0,250 < s_3 < 0,500$

Historie napětí rámu kočky spadá do třídy **S6**.

CHARAKTERISTICKÁ ÚNAVOVÁ PEVNOST

Použité normy: ČSN EN 13001-3-1+A1 příloha D [4]

Tab. 18 Svařované dílce [4]

Číslo	$\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c$	Konstrukční detail	Požadavky
3,29	$m = 3$	 <p>Průběžný díl s příčně přivařenými výztuhami</p>	Zvláštní podmínky: - tloušťka pásnice $t > 12 \text{ [mm]}$ (pouze pro dvojitý koutový svar)
	112	Oboustranný koutový svar, stupeň jakosti B*	
	100	Oboustranný koutový svar, stupeň jakosti B	
	90	Oboustranný koutový svar, stupeň jakosti C	

$\Delta\sigma_c; \Delta\tau_c = 100 \text{ [MPa]}$

charakteristická hodnota rozkmitu napětí pro skříňové nosníky se svary jakosti B

DÍLČÍ SOUČINITEL SPOLEHLIVOSTI ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Použité normy: ČSN EN 13001-3-1+A1 kapitola 6.1 [4]

Tab. 19 Dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti [2]

γ_{mf}			
Prohlídky a přístupnost	Části bezpečné proti porušení	Části nebezpečné pro porušení	
		Bez nebezpečí pro osoby	S nebezpečím pro osoby
Dobrá přístupnost detailů spoje	1	1,1	1,2
Špatná přístupnost detailů spoje	1,05	1,15	1,25

Dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti má dle tabulky velikost $\gamma_{mf} = 1,25$.

ROZKMIT NÁVRHOVÉHO NAPĚTÍ

Použité normy: ČSN EN 13001-3-1+A1 příloha E [4]

Pro $\Delta\sigma_c = 100 \text{ [MPa]}$, $m = 3$, $\gamma_{mf} = 1,25$ a třídu S6 platí $\Delta\sigma_{Rd} = \mathbf{100,8 \text{ [MPa]}}$.

Vyhodnocení únavové pevnosti bylo provedeno vzhledem k určené hodnotě rozkmitu návrhového napětí. Rozkmitu napětí odpovídá rozdíl mezi minimálním možným napětím (kombinace zatížení A0) a napětím pravidelným (kombinace zatížení UA1_Z a UA1_ZZ). Pro vyhodnocení únavové pevnosti byly vytvořeny 2 dodatečné kombinace zatížení RUZ a RUZZ, které představují rozkmit napětí.

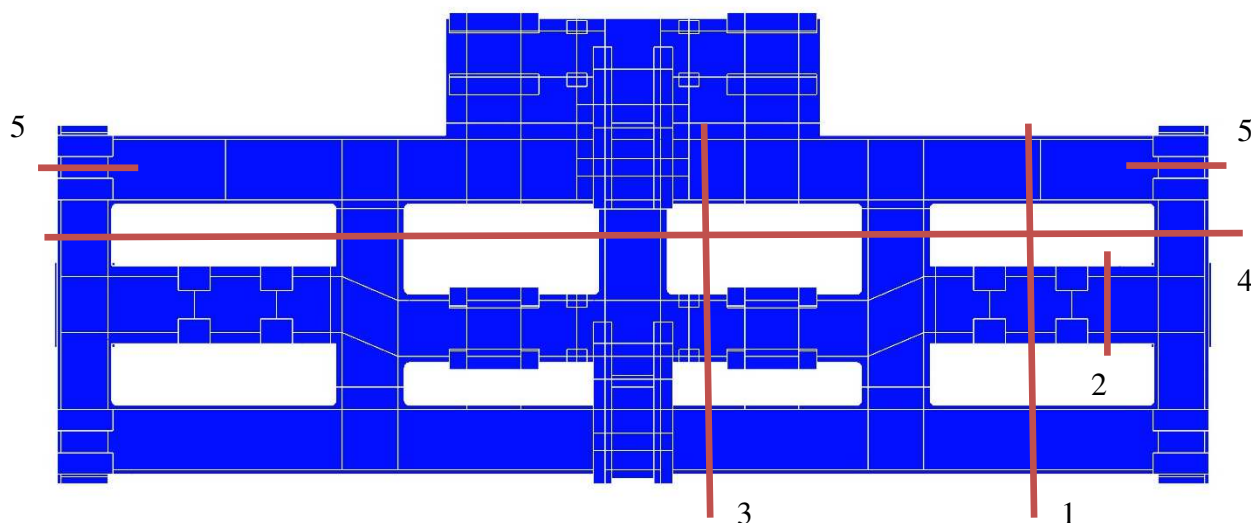
$$RUZ = UA1_Z - A0$$

$$RUZZ = UA1_ZZ - A0$$

Velikost rozkmitu napětí byla vyhodnocena ve vybraných místech pro obě kombinace zatížení RUZ/RUZZ. Vyhodnocení únavové pevnosti se provádí pro každé normálové a smykové napětí zvlášť (σ_x ; σ_y ; σ_z ; τ_{xy} ; τ_{xz} ; τ_{yz}) v místech neovlivněných napětíovými špičkami. Pro zjednodušení bylo pro vyhodnocení použito napětí σ_{HMH} , které je větší než jednotlivá smyková a normálová napětí (pokud se v daném bodě vyskytuje víc než jedno nenulové napětí). V případě, kdy σ_{HMH} nevyhovovalo, byla všechna normálová a smyková napětí vyhodnocena jednotlivě.

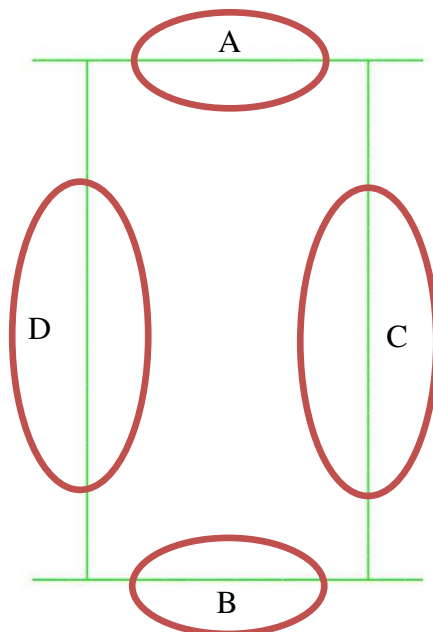
MÍSTA VYHODNOCENÍ

Pro vyhodnocení únavové pevnosti bylo vybráno 5 řezů.



Obr. 44 Řezy pro vyhodnocení únavy

Řez 1 – střed nejvíce namáhaného nosníku R6 (na kterém byly provedeny konstrukční úpravy). Vyhodnocení bylo provedeno ve vybraných oblastech, v místě největšího napětí neovlivněného napětíovými špičkami. Vybrané oblasti – střed horní pásnice, střed spodní pásnice a středy obou stojin na nosnících R1 (A-D), R6 (E-H) a R2 (I-L).



Obr. 45 Místa vyhodnocení únavy

Řez 2 – vysoce namáhaná oblast nosníku R6. Vybrané oblasti – střed horní pásnice, střed spodní pásnice a středy obou stojin na nosníku R6 (A-D).

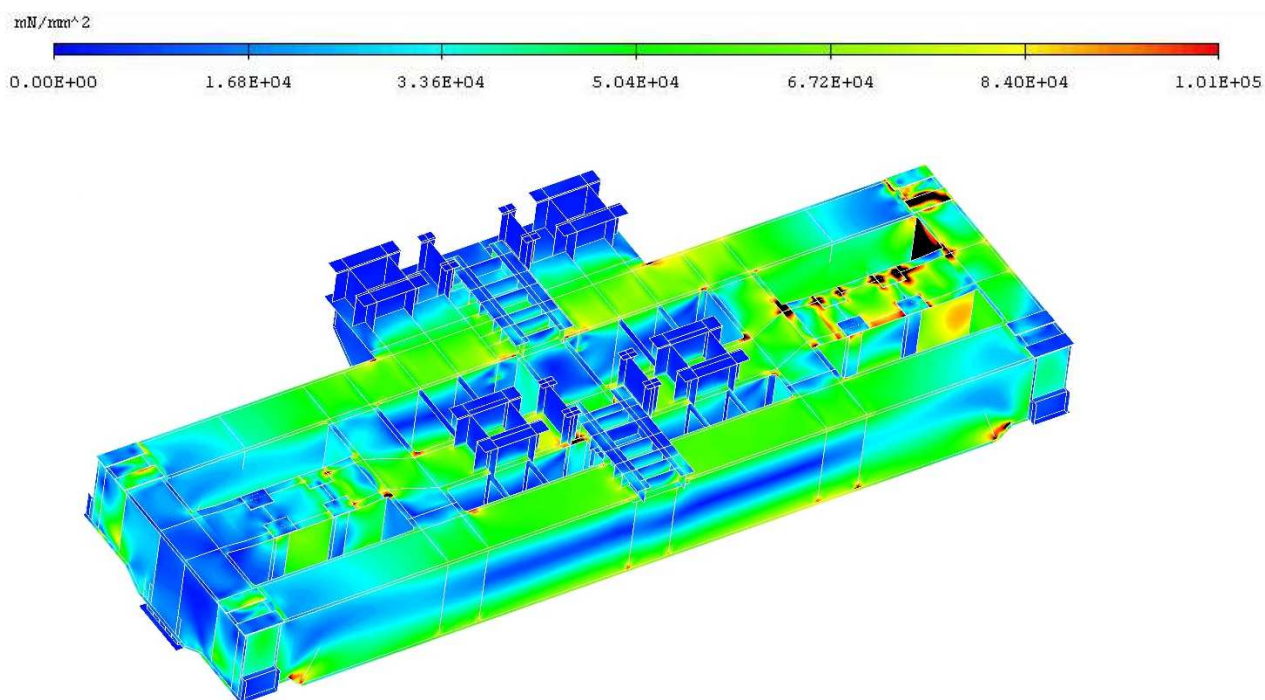
Řez 3 – nejvíce namáhané oblasti nosníků R1 (A, B), R7 (C, D) a R2 (E, F). Vybrané oblasti – střed horní pásnice a střed spodní pásnice všech 3 nosníků.

Řez 4 – vysoce namáhaná oblast všech příčníků. Vybrané oblasti – střed horní pásnice, střed spodní pásnice a středy obou stojin na příčnicích R3 (A-D), R4 (E-H), R5 (I-L), R4 (M-P) a R3 (Q-T).

Řez 5 – nejvíce namáhané oblasti hlavních příčníků. Vybrané oblasti – střed horní pásnice, střed spodní pásnice a středy obou stojin na levém (A-D) i pravém (E-H) příčniku R3.

VYHODNOCENÍ

V kombinaci zatížení RUZZ jsou průběhy napětí méně příznivé než v RUZ, proto je zde uvedeno pouze vyhodnocení RUZZ.



Obr. 46 Napětí HMH RUZZ

Tab. 20 Rozkmit napětí - řez 1

Řez 1												
Napětí [MPa]	Místo											
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
HMH	37	49	30	32	66	74	27	45	31	40	43	69

Tab. 21 Rozkmit napětí - řez 2

Řez 2						
Napětí [MPa]		Místo				
		A	B	C	D	
HMH	σ_x	57	60	80	190	10
	σ_y					-25
	σ_z					0
	τ_{xy}					-112
	τ_{xz}					0
	τ_{yz}					0

Rozkmit smykového napětí v místě D řezu 2 přesahuje dovolený rozkmit, celá tato oblast je ovlivněna napětíovou špičkou. Mohlo by zde dojít ke vzniku nebezpečných trhlin, proto byl tento problém podrobněji řešen v kapitole 6.3.

Tab. 22 Rozkmit napětí - řez 3

Řez 3						
Napětí [MPa]	Místo					
	A	B	C	D	E	F
HMH	57	69	62	70	63	83

Tab. 23 Rozkmit napětí - řez 4

Řez 4												
Napětí [MPa]		Místo										
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
HMH		17	22	23	4	28	24	33	6	5	18	
Napětí [MPa]		Místo										
		K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	
HMH	σ_x	33	31	50	57	22	96	41	27	113	0	46
	σ_y										0	
	σ_z										0	
	τ_{xy}										0	
	τ_{xz}										0	
	τ_{yz}										75	

Tab. 24 Rozkmit napětí - řez 5

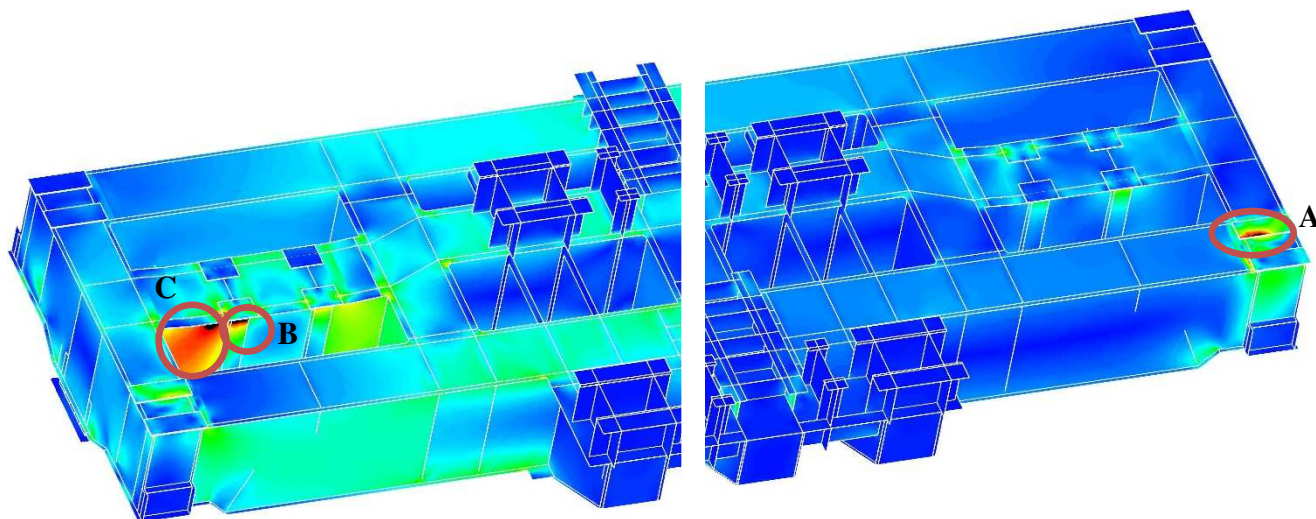
Řez 5								
Napětí [MPa]	Místo							
	A	B	C	D	E	F	G	H
HMH	15	73	8	50	65	65	47	32

S výjimkou místa D řezu 2 nepřesahuje žádný kontrolovaný rozkmit napětí 100 [MPa].

Rám kočky vyhovuje z hlediska únavové pevnosti.

6 DODATEČNÉ ÚPRAVY

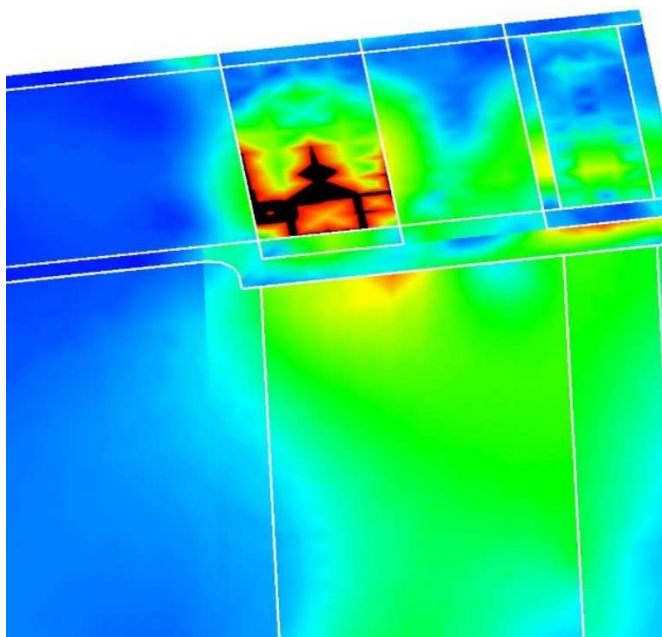
Ve výsledcích kombinace zatížení A1 se vyskytly napět'ové špičky, které překračují dovolené napětí. V této kapitole byly popsány příčiny vzniku těchto napět'ových špiček a navrženy konstrukční úpravy pro jejich odstranění. Byl opětovně proveden MKP výpočet kombinace zatížení A1 s navrženými úpravami.



Obr. 47 Napět'ové špičky A1_ZP0 (v pravo) a A1_ZZP0 (vlevo)

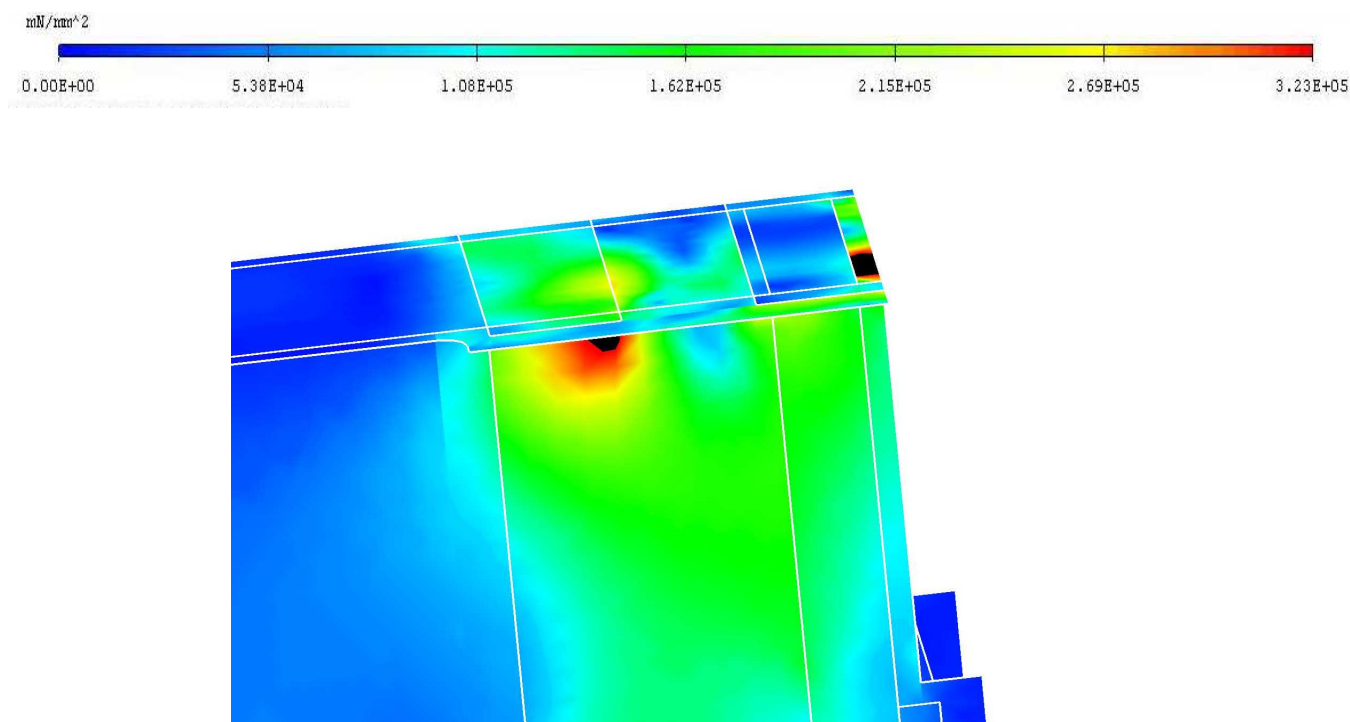
6.1 MÍSTO A

Stolička spojovací převodovky převádí zatížení do rámu přes svary, tento stav je nežádoucí, proto bylo zatížení přivedeno přímo na horní pásnici příčnicku R3.



Obr. 48 Detail - místo A

Horní pásnice má menší tloušťku než stolička (15 [mm] a 40 [mm]). Byla simulována kombinace zatížení A1 s tloušťkou horní pásnice příčniku R3 55 [mm], průběh napětí v kritické místě se tak více blíží k reálnému.

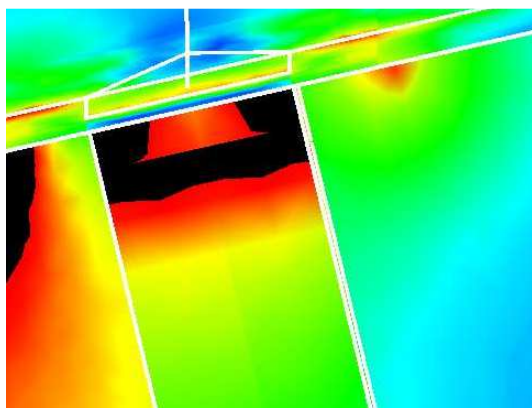


Obr. 49 Detail - místo A po přepočtu (HMH)

Po změně tloušťky pásnice zůstala pouze malá napěťová špička na stojině, ta je způsobena změnou tuhosti v místě napojení stoličky na rám a v provozu by tedy neměla nastat. **Rám kočky vyhovuje z hlediska pevnosti**, napěťovou špičku v místě A není třeba nijak řešit.

6.2 MÍSTO B

Stolička vázícího rámu je podepřena válcovaným U-profilem, rohy profilu jsou koncentrátory napětí.



Obr. 50 Detail - místo B

Pro odstranění napěťové špičky je třeba lépe rozvést napětí z pásnice na U-profil. Toho lze docílit vložením speciálně tvarovaného plechu mezi pásnici a U-profil, ten zajistí pozvolný přenos napětí a zmírní důsledky napěťové špičky. Tloušťka vloženého plechu je menší než tloušťka pásnice – 15 až 20 [mm].

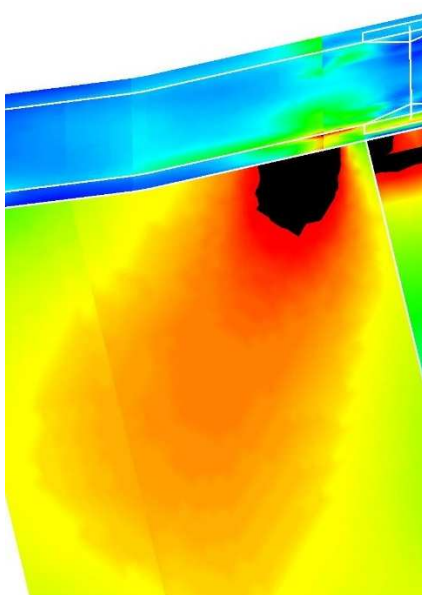


Obr. 51 Vložený plech

Pro tuto konstrukční úpravu nebyl proveden MKP výpočet – tvar vloženého plechu je příliš složitý.

6.3 MÍSTO C

Stolička vázícího rámu je podepřena uprostřed, ale její okraje leží pouze na stojinách.

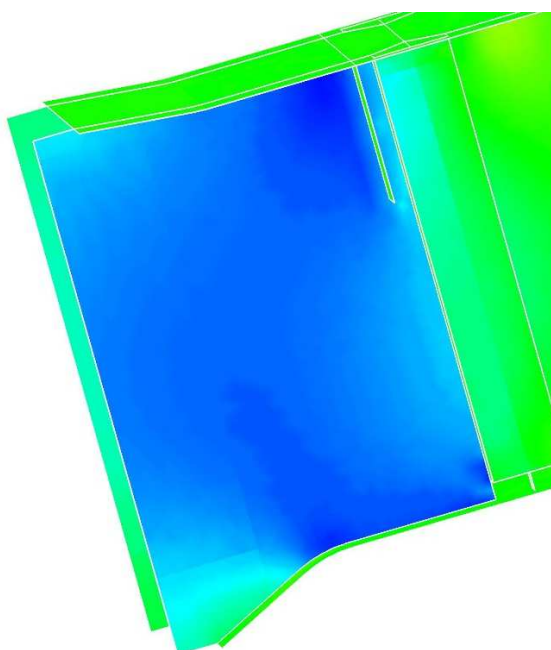
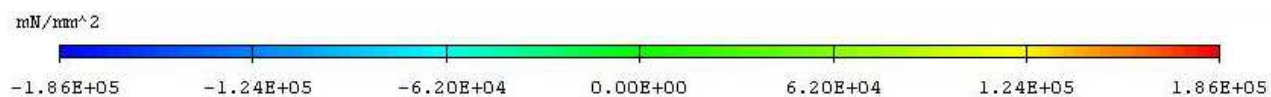


Obr. 52 Detail - místo C

Napětíovou špičku lze odstranit přidáním žebra do kritického místa. Pro správné rozvedení napětí je dostačující krátké tenké žebro (600x350x10 [mm]), které bude propojovat kritické místo stoličky se stojinami.



Obr. 53 Žebro



Obr. 54 Detail napětí τ_{xy} – místo C po přepočtu

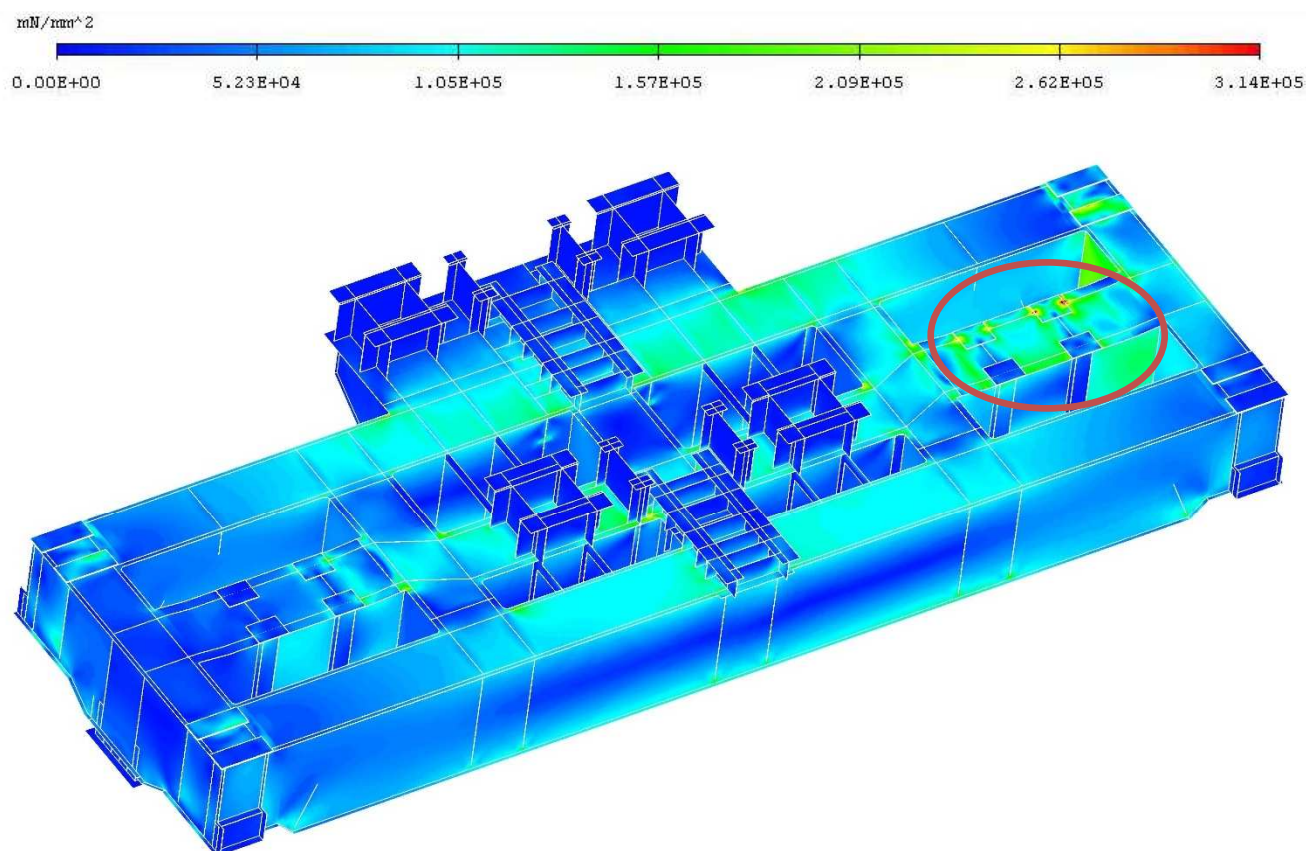
Po přidání žebra do kritického místa se smykové napětí snížilo pod mez 186 [MPa]. V původním provedení dosahovalo smykové napětí přibližně 220 [MPa], snížením napětí o 40 [MPa] se snížil i rozptyl napětí pod mez 100,8 [MPa] (původní rozptyl v napětové špičce: 125 [MPa]). **Rám kočky vyhovuje z hlediska pevnosti i únavové pevnosti.**

Skořepinový model zcela zanedbává vliv zařízení kočky (motory, kladnice atd.) na průběh napětí v rámu. Vzhledem k tomu, že napětové špičky řešené v kapitole 6 nepřesahují dovolené napětí velmi výrazně, je pravděpodobné, že v provozu vůbec nenastanou. Pro dosažení přesných výsledků by bylo zapotřebí použít objemový model řešený jako kontaktní úlohu a zároveň zahrnout do modelu všechna zařízení kočky nebo experimentálně určit jejich vliv na průběh napětí v rámu.

6.4 OVĚŘENÍ PŘEDPOKLADU

Výchozí předpoklad: Původní i upravený nosník R6 mají stejnou únavovou pevnost a únavovou bezpečnost, původní nosník není předimenzován. (viz. kapitola 2.3)

Byl opětovně proveden výpočet kombinace zatížení A1_ZZP0 s tloušťkou horní pásnice nosníku R6 25 [mm] (původní) a 20 [mm] (snížená).



Obr. 55 Napětí HMH A1_ZZP0 - tloušťka horní pásnice nosníku R6 20 [mm]

V horní pásnici nosníku R6 vzrostlo napětí přibližně o 40 [MPa], což stále vyhovuje. **Původní konstrukce byla předimenzovaná**, stačí použít pásnici tloušťky 20 [mm]. Na předchozí výsledky má tato změna zanedbatelný vliv.

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout konstrukční úpravy stávajícího rámu jeřábové kočky o nosnosti 330 [t] na zvýšenou nosnost 360 [t], provést deformačně napjatostní analýzu – kontrolu statické pevnosti a kontrolu únavové pevnosti upraveného rámu dle ČSN EN 13001 s použitím metody konečných prvků, vyhodnotit výsledky a navrhnout dodatečné konstrukční úpravy v případě, že rám kočky nebude splňovat normou dané požadavky.

Při návrhu konstrukčních úprav byly brány v potaz pouze změny rozměrů komponent kočky, dané jejich nedostatečnou nosností. Byly navrženy úpravy jednoho z nosníků a zvoleny a vypočteny tloušťky plechů.

Byly vybrány relevantní zatěžovací stavy a kombinace zatížení dle ČSN EN 13001-2 [3] a vypočteny jim příslušné zvětšující koeficienty.

Pro tvorbu MKP modelu byl použit program NX I-deas 6.1. Byl vytvořen skořepinový model a byly simulovány vybrané zatěžovací stavy.

Při pevnostní kontrole byly nalezeny 2 potenciálně nebezpečná místa konstrukce, byly navrženy dodatečné konstrukční úpravy za účelem zvýšení pevnosti těchto míst. Dodatečné úpravy byly dostatečné, avšak s přihlédnutím k nedostatkům skořepinového modelu (zatížení je přiváděno přímo na rám a není ovlivněno ostatními komponenty kočky) je pravděpodobné, že tyto úpravy nebudou zapotřebí. Při kontrole únavové pevnosti bylo nalezeno 1 potenciálně nebezpečné místo shodné s jedním z nebezpečných míst nalezených při pevnostní kontrole.

Upravený rám kočky vyhovuje z hlediska statické i únavové pevnosti.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. *Jeřáby*. 2. přeprac. a dopl. vyd. Praha SNTL, 1975.
- [2] ČSN EN 13001-1: *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 1: Základní principy a požadavky*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [3] ČSN EN 13001-2: *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [4] ČSN EN 13001-3-1+A1: *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.
- [5] ČSN EN 13001-3-2: *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 3-2: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových lan v lanových systémech*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [6] ČSN EN 15011: *Jeřáby - Mostové a portálové jeřáby*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.9
- [7] ČSN ISO 12488-1: *Jeřáby - Tolerance pro pojezdová kola a pro jeřábové a příčné dráhy - Část 1: Obecně*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012.
- [8] ISO 4301-1: *Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1992.
- [9] <http://www.kralovopolska.cz>
- [10] Katalog: Tlumiče WEDISS HLS. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: http://www.wediss.com/tezke_tlumice.html [online].
- [11] Katalog: Weighdisc WDI. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <http://www.ssmcc.com/upload/products/small/SSMCC-Load%20Cell-WDI-25-200t-BVD2220GB.pdf> [online].
- [12] Nový pětisetunový mostový jeřáb v ArcelorMittal Ostrava přesouvá pánve s tekutou ocelí o hmotnosti 330 tun. *Konstrukce* [online]. [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.konstrukce.cz/clanek/novy-petisetunovy-mostovy-je-rab-v-arcelormittal-ost-rava-presouva-panve-s-tekutou-oceli-o-hmotnosti-330-tun/>
- [13] OTEVŘEL, Marek. *Rám kočky 330 t mostového liciho jeřábu*. Brno, 2015. Diplomová práce. VUT FSI. Vedoucí práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_{hp}	[mm]	Šířka horní pásnice
a_{NK}	[ms ⁻²]	Zpomalení při nárazu kočky
a_{NM}	[ms ⁻²]	Zpomalení při nárazu mostu
A_{sp}	[mm]	Šířka spodní pásnice
A_{st}	[mm]	Výška stojiny
b	[mm]	Vodorovný rozměr průřezu
b_h	[mm]	Šířka hlavy kolejnice
C	[-]	Celkový počet cyklů
C_i	[-]	Počet zatěžovacích cyklů
C_r	[-]	Referenční počet cyklů
d_i	[m]	Vzdálenost i-tého páru kol od vodícího prostředku
e	[mm]	Kolmá vzdálenost od těžiště k nejvzdálenějšímu bodu průřezu
E_k	[J]	Kinetická energie
f	[-]	Součinitel tření
F_e	[N]	Ekvivalentní síla přičení
F_{ij}	[N]	Síla na nákok
F_k	[N]	Přítlačná síla kol
F_N	[N]	Síla na jeden nárazník
F_p	[N]	Celková síla přičení
F_{pl}	[N]	Celková síla při přetržení lana
f_{Rd}	[MPa]	Návrhová hodnota únosnosti
g	[ms ⁻²]	Gravitační zrychlení
h	[mm]	Svislý rozměr průřezu
h	[m]	Vzdálenost okamžitého pólu
I'	[mm ⁴]	Kvadratický modul průřezu nosníku
I_{hp}	[mm ⁴]	Kvadratický modul průřezu horní pásnice
I_{sp}	[mm ⁴]	Kvadratický modul průřezu spodní pásnice
I_{st}	[mm ⁴]	Kvadratický modul průřezu stojiny
k	[-]	Koeficient únavové bezpečnosti
k_m	[-]	Váhový koeficient
km	[-]	Součinitel spektra zatížení
k_n	[-]	Koeficient nárazníku

l	[m]	Rozpětí kočky
l_r	[m]	Volná délka lana
m_1	[kg]	Hmotnost celkového břemene
m_k	[t]	Hmotnost kočky
m_m	[t]	Hmotnost mostu
p	[-]	Počet spřažených kol
Q	[t]	Maximální užité břemeno
Q_i	[t]	Břemeno zatěžovacího cyklu
R_i	[-]	Rotace ve směru i
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v ohybu
R_r	[-]	Pevnostní třída lana
S	[m]	Rozchod kol
S_g	[mm]	Vůle vedení
s_k	[mm]	Zdvih nárazníku
s_m	[-]	Parametr historie napětí
T_{hp}	[mm]	Tloušťka horní pásnice
T_i	[-]	Translace ve směru i
T_{sp}	[mm]	Tloušťka spodní pásnice
T_{st}	[mm]	Tloušťka stojiny
v_{hmax}	[ms ⁻¹]	Maximální rychlost zdvihu
v_k	[ms ⁻¹]	Rychlost kočky
v_m	[ms ⁻¹]	Rychlost mostu
v_n	[ms ⁻¹]	Rychlost pro výpočet ϕ_2
w_b	[m]	Vzdálenost vodících prostředků
W_o	[mm ³]	Kvadratický modul průřezu v ohybu
x	[m]	Rameno momentu
Z_a	[-]	Koeficient využití lana
α	[rad]	Úhel přičení
α_g	[rad]	Část úhlu přičení od vůle vedení
α_t	[rad]	Část úhlu přičení od tolerancí
α_w	[rad]	Část úhlu přičení od opotřebení
Δhr	[mm]	Výšková tolerance bodu kontaktu kol
$\Delta \sigma_c$	[MPa]	Charakteristická hodnota rozkmitu napětí

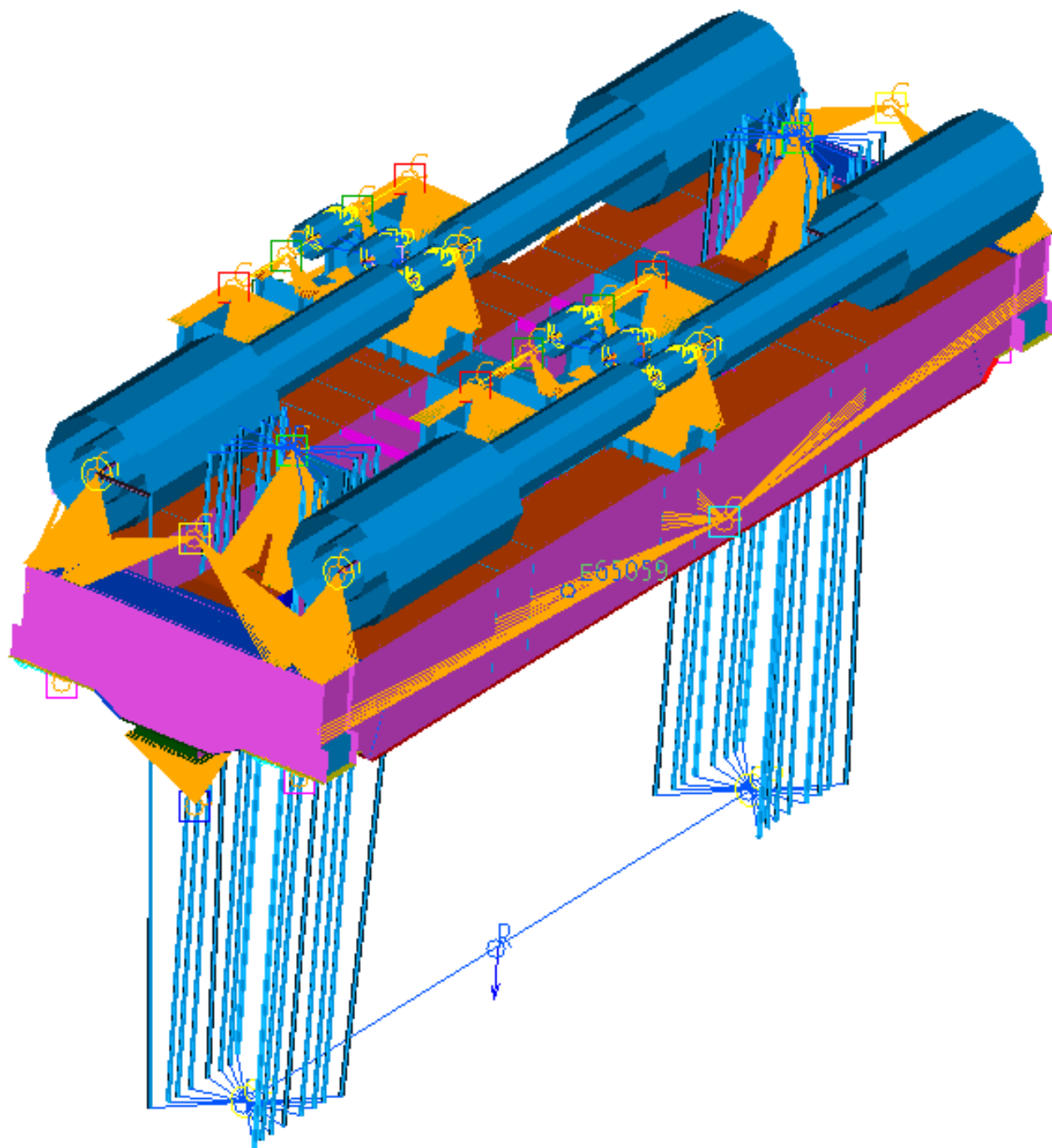
$\Delta\sigma_{Rd}$	[MPa]	Rozkmit návrhového napětí
$\Delta\tau_c$	[MPa]	Charakteristická hodnota rozkmitu napětí
β_2	[-]	Koeficient pro výpočet ϕ_2
γ_{mf}	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti únavové pevnosti
γ_n	[-]	Součinitel vysokého rizika
γ_p	[-]	Dílčí součinitel bezpečnosti
δ	[-]	Koeficient účinků zdvihání a gravitace
ξ	[-]	Poměrná energie nárazníky
σ_c	[MPa]	Únavová pevnost
σ_a	[MPa]	Amplituda napětí
σ_m	[MPa]	Minimální napětí
ϕ_1	[-]	Součinitel zohledňující účinky zdvihání a gravitace
ϕ_2	[-]	Dynamický zdvihový součinitel
ϕ_{2c}	[-]	Součinitel ϕ_2 pro výjimečná zatížení
ϕ_{2min}	[-]	Koeficient pro výpočet ϕ_2
ϕ_{2t}	[-]	Teoretický zdvihový součinitel
ϕ_4	[-]	Dynamický součinitel pojezdu po nerovném povrchu
ϕ_5	[-]	Součinitel zohledňující účinky hnacích sil při zrychlení
ϕ_6	[-]	Součinitel zkušebního zatížení
ϕ_7	[-]	Součinitel zohledňující pružné účinky při nárazu
ϕ_p	[-]	Součinitel zohledňující účinky horších než ideálních pohybů

SEZNAM PŘÍLOH

- [Příloha 1] Náhrady zařízení kočky – celkový pohled
- [Příloha 2] Restraining sets
- [Příloha 3] Kombinace zatížení

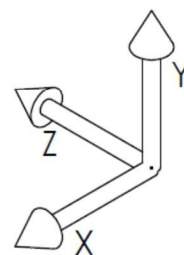
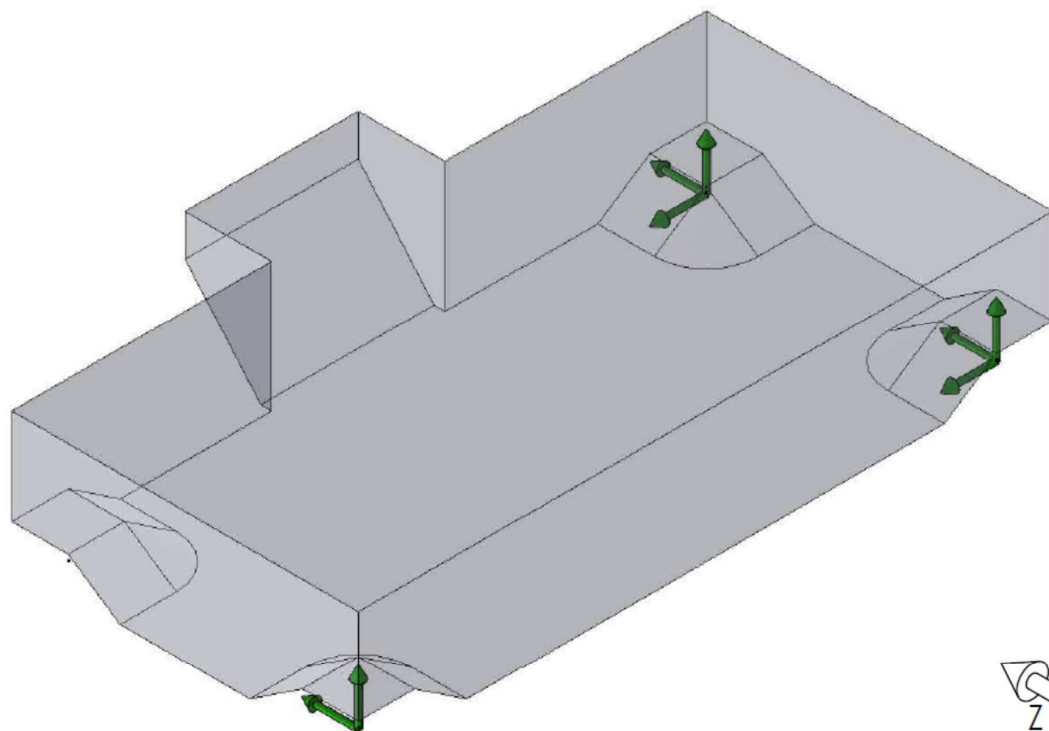
PŘÍLOHA 1

NÁHRADY ZAŘÍZENÍ KOČKY – CELKOVÝ POHLED

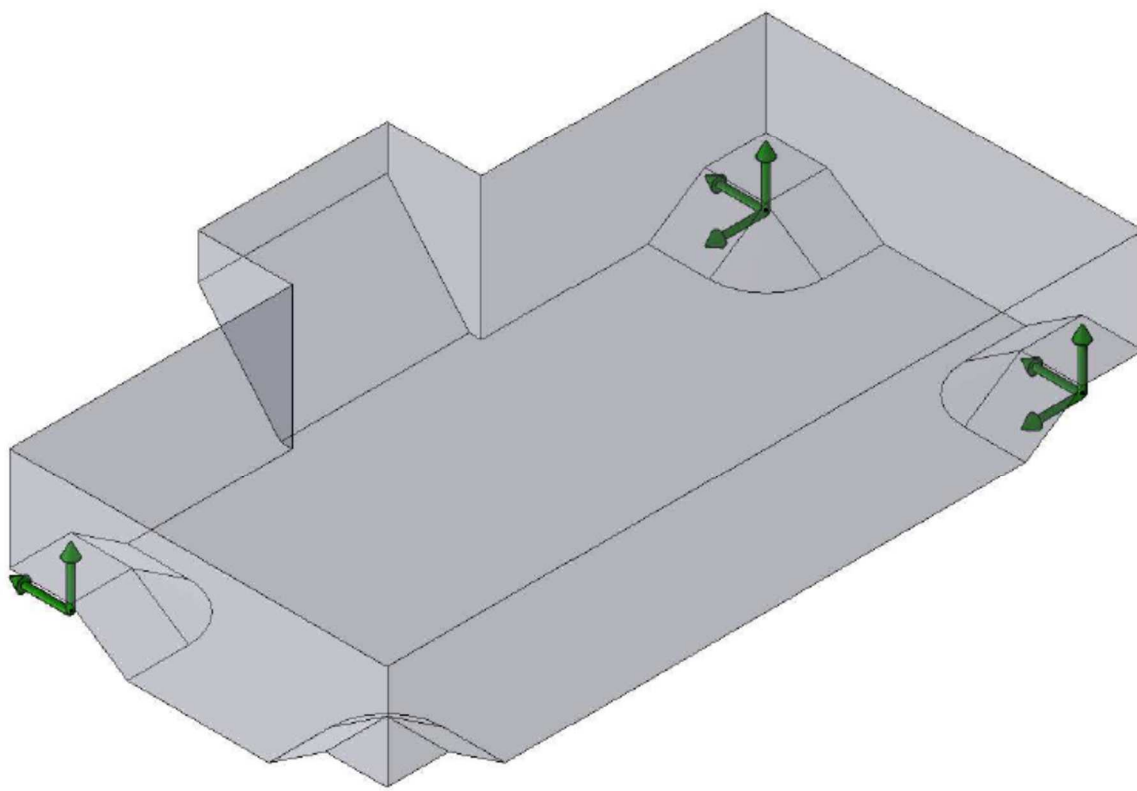


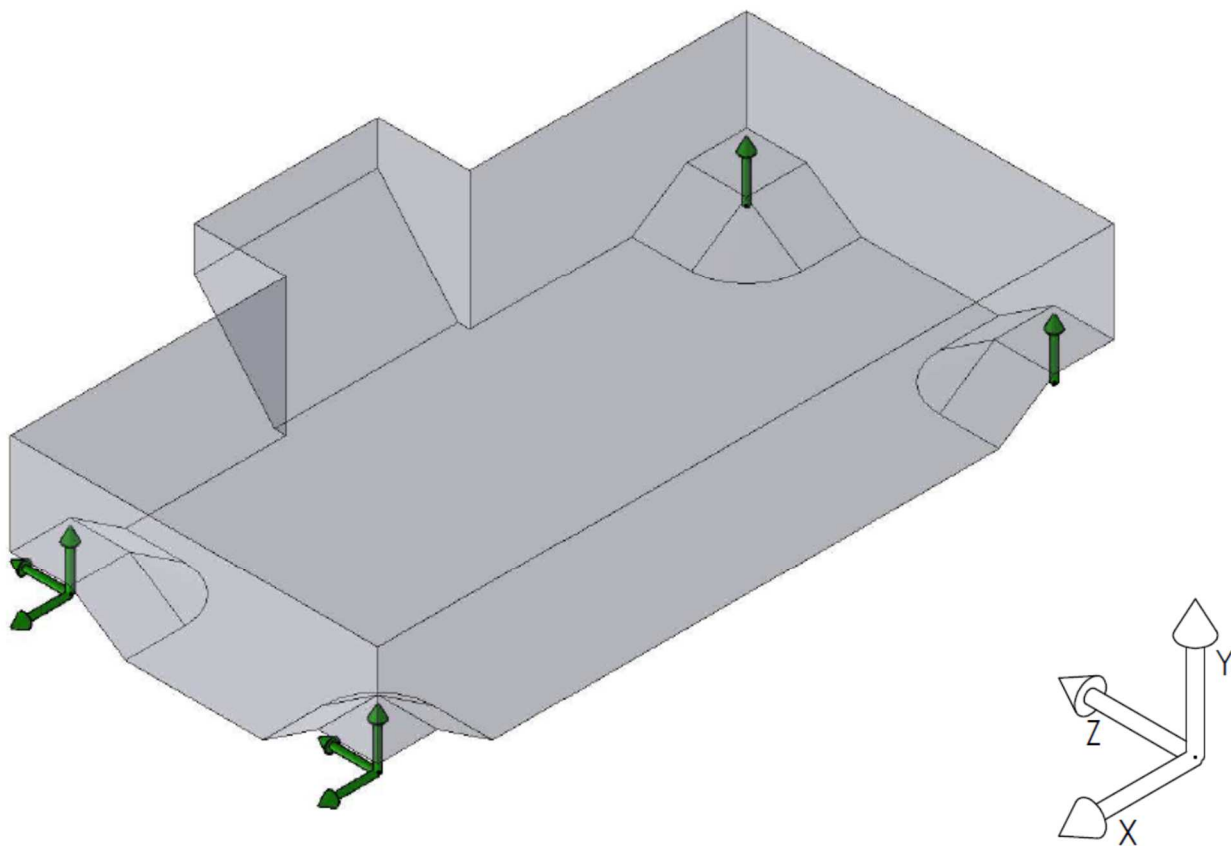
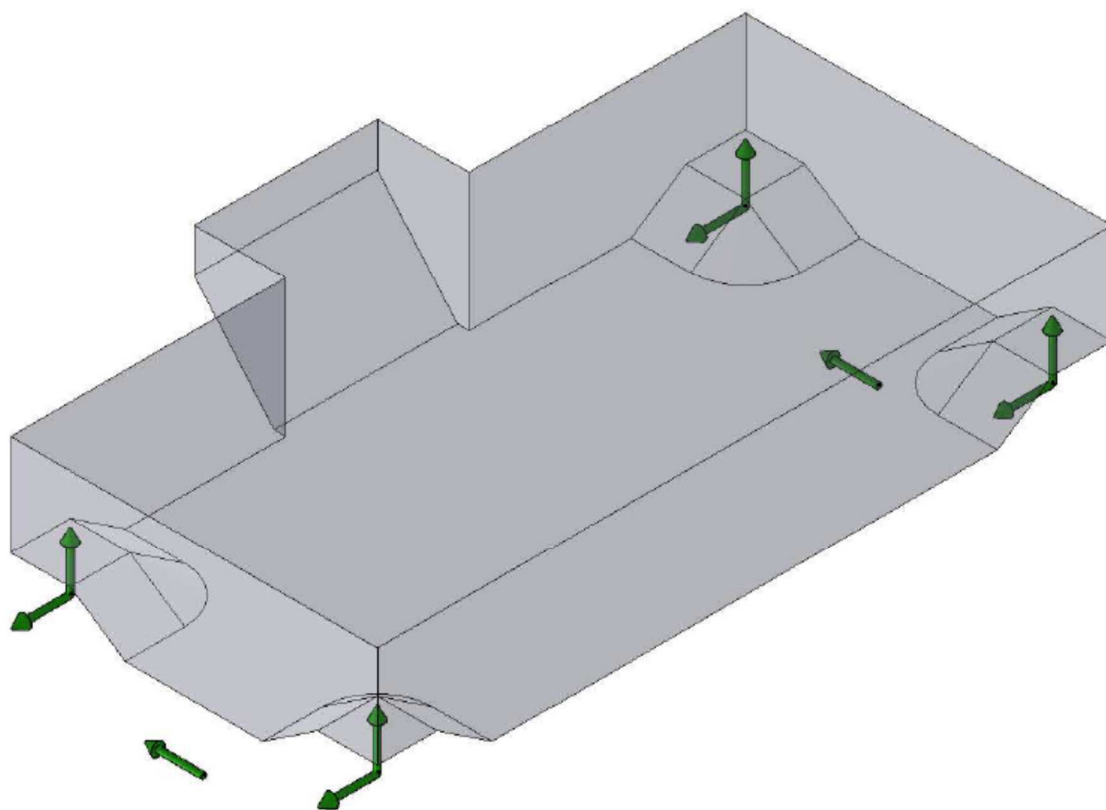
PŘÍLOHA 2

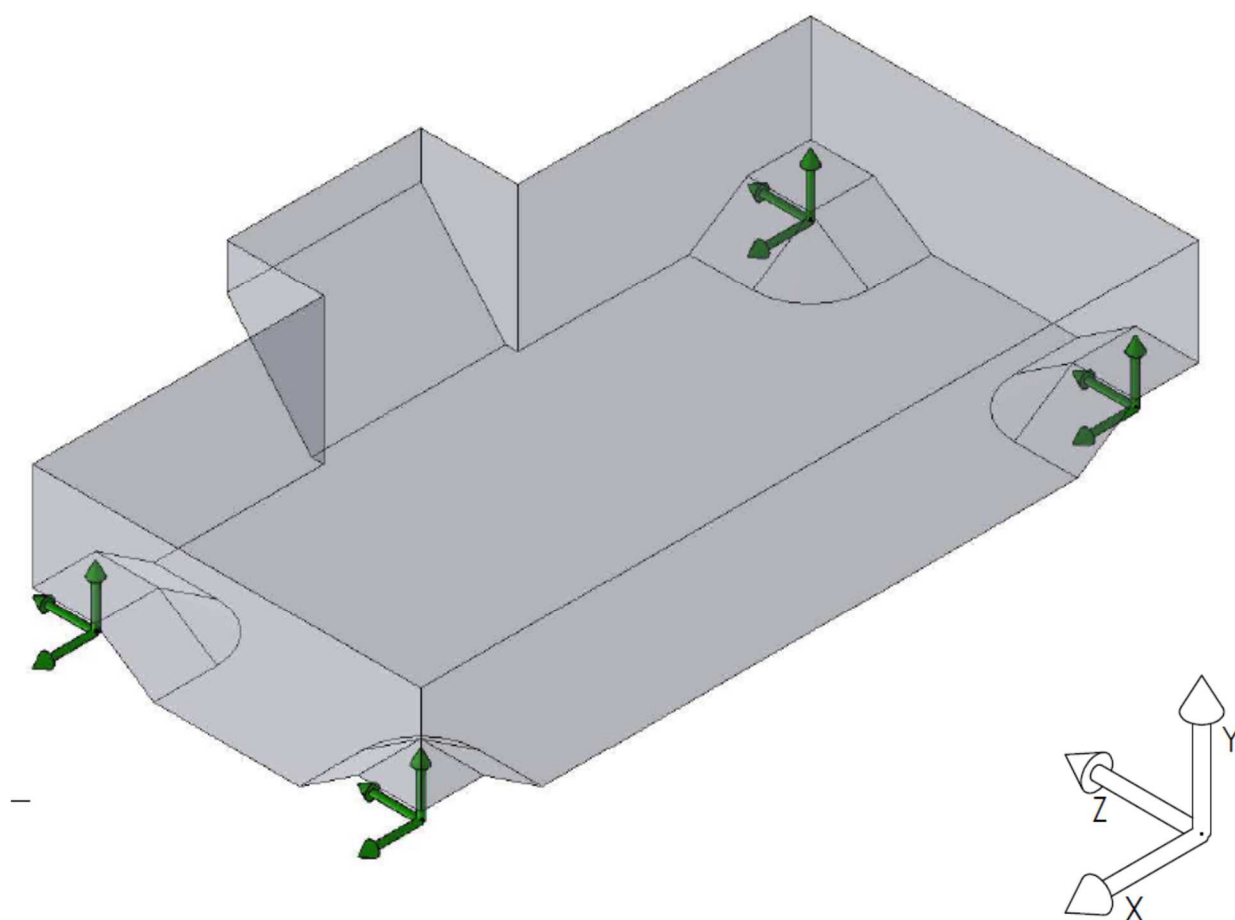
RESTRAIN SET – RP1AM



RESTRAIN SET – RP2AM



RESTRAIN SET – RP0P**RESTRAIN SET – RP0NK**

RESTRAIN SET – RP0A0

PŘÍLOHA 3

KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Označení	Restrain set	Rovnice
B5_Z	RP0P	$1.276G + 1.276FY1 + 1.16FZP$
B5_ZZ	RP0P	$1.276G + 1.276FY1 - 1.16FZP$
C4_Z	RP0NK	$1.21G + 1.21FY1 + 1.936ANK$
C4_ZZ	RP0NK	$1.21G + 1.21FY1 - 1.936ANK$
C4_X	RP0AM	$1.21G + 1.21FY1 + 1.936ANM$
A0	RP0A0	$G + FY0$
UA1_Z	RP0AM	$1.21G + 1.2353FY1 + 1.3AK + 1.3AM + 1.3FYAK + 1.3FYAM$
UA1_ZZ	RP0AM	$1.21G + 1.2353FY1 - 1.3AK + 1.3AM - 1.3FYAK + 1.3FYAM$
RUZ	-	$UA1_Z - A0$
RUZZ	-	$UA1_ZZ - A0$